

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Dino Jakšić

Zagreb, 2017.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Zvonko Herold, dipl. ing.

Student:

Dino Jakšić

Zagreb, 2017.



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomске ispite
 Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
 procesno-energetski, konstrukcijski, brodogradnja i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

| | |
|-------------------------------------|--------|
| Sveučilište u Zagrebu | |
| Fakultet strojarstva i brodogradnje | |
| Datum | Prilog |
| Klasa: | |
| Ur. broj: | |

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Dino JAKŠIĆ**

Mat. br.: 0035192868

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **RUČNI DOHVATNIK ZA IZVLAČENJE ČAMACA**

Naslov rada na engleskom jeziku: **MANUAL CRANE FOR EXTRACTION OF BOATS**

Opis zadatka:

Izletničko jezero za potrebe turističkih obilazaka koristi manji broj čamaca koje je periodično potrebno izvući na suhi dok. Cilj ovog zadatka je **projektirati i konstrukcijski razraditi rukom pogonjeni kosi dohvatnik. Upravljanje dohvatnikom vrši operator s ogradom osigurane platforme dohvatnika. Dohvatnik se pričvršćuje na dok pomoću sidrenih vijaka koji će se pripremiti u betonskoj podlozi prema zahtjevima projektne dokumentacije dohvatnika.**

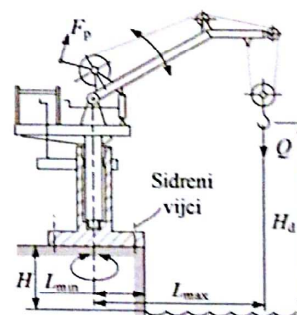
Projektni parametri dohvatnika:

- Nosivost $Q = 1000 \text{ kg}$
- Dohvat $L_{\min} = 500 \text{ mm}, L_{\max} = 1500 \text{ mm}$
- Visina dizanja čamaca $H_d = 1400 \text{ mm}$
- Visina doka $H = 1100 \text{ mm}$

Rad treba sadržavati:

1. Uvodno razmatranje o ručno pogonjenim dizalicama.
2. Analizu radnih principa postojećih konstrukcijskih rješenja.
3. Nekoliko konceptijskih rješenja.
4. Izbor optimalne varijante za zadane projektne zahtjeve.
5. Proračun nosive konstrukcije i izbor standardnih komponenti.
6. Konstrukcijsko rješenje za zadane ulazne podatke.
7. Sklopni crtež dohvatnika s potrebnim presjecima i detaljima.
8. Radioničku dokumentaciju prema dogovoru s mentorom.

Proračun pisati pregledno s pripadajućim skicama, a projekt izvesti u skladu s važećim europskim normama za transportne uređaje. U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.



Zadatak zadan:

Rok predaje rada:

Predviđeni datumi obrane:

30. studenog 2016.

1. rok: 24. veljače 2017.

1. rok: 27.2. - 03.03. 2017.

2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2017.

2. rok (izvanredni): 30. 06. 2017.

3. rok: 22. rujna 2017.

3. rok: 25.9. - 29. 09. 2017.

Zadatak zadao:

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Zvonko Herold

Prof. dr. sc. Igor Balen

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se prof.dr.sc. Zvonku Heroldu na ukazanom vremenu, savjetima i pruženom prilikom za izradu ovog rada pod njegovim mentorstvom.

Zahvaljujem se asistentu dr.sc. Matiji Hoiću na svim korisnim savjetima, prijedlozima i uputama tijekom pisanja rada.

Dino Jakšić

SADRŽAJ

| | |
|--|----|
| POPIS SLIKA..... | 5 |
| POPIS TABLICA | 7 |
| POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE | 8 |
| POPIS OZNAKA..... | 9 |
| SAŽETAK | 13 |
| SUMMARY | 14 |
| 1. UVOD..... | 15 |
| 1.1. Dizalice s navojnim vretenom | 15 |
| 1.2. Kolske dizalice (vinte) | 16 |
| 1.3. Hidraulične dizalice | 17 |
| 1.4. Ručne potezne dizalice s čeličnim užetom..... | 17 |
| 1.5. Ručne lančane dizalice (flašencug)..... | 18 |
| 1.6. Ručne polužne lančane dizalice..... | 19 |
| 1.7. Ručna vitla..... | 19 |
| 2. ODABIR OPTIMALNE VARIJANTE DOHVATNIKA | 20 |
| 2.1. Konceptijska rješenja..... | 20 |
| 2.2. Optimalna varijanta..... | 21 |
| 3. PROJEKTNI PARAMETRI DOHVATNIKA..... | 22 |
| 4. NOSIVA KONSTRUKCIJA | 23 |
| 4.1. Sila potrebna za promjenu dohvata..... | 24 |
| 4.1.1. Pri maksimalnom dohvatu..... | 24 |
| 4.1.2. Pri minimalnom dohvatu..... | 24 |
| 4.2. Proračun dohvatnika..... | 25 |
| 4.2.1. Maksimalni dohvat..... | 25 |
| 4.2.2. Minimalni dohvat..... | 29 |
| 4.3. Proračun gornjeg stupa..... | 33 |
| 4.3.1. Proračun gornjeg stupa..... | 33 |
| 4.3.2. Proračun gornjeg stupa na izvijanje | 37 |
| 4.4. Proračun i kontrola ležajeva | 40 |
| 4.5. Proračun donjeg stupa | 45 |
| 4.5.1. Kontrola na savijanje..... | 46 |
| 4.5.2. Kontrola na izvijanje..... | 47 |
| 5. PRORAČUN KRITIČNIH SPOJEVA DOHVATNIKA | 49 |
| 5.1. Zavareni spojevi..... | 49 |
| 5.1.1. Zavar 1 | 49 |
| 5.1.2. Zavar 2 | 52 |
| 5.1.3. Zavar 3 | 53 |
| 5.1.4. Zavar 4 | 56 |
| 5.1.5. Zavar 5 | 59 |
| 5.1.6. Zavar 6 | 61 |
| 5.2. Spojevi svornjakom..... | 65 |
| 5.2.1. Spoj 1 | 66 |
| 5.2.2. Spoj 2 | 67 |

| | |
|--|------------|
| 5.2.3. Spoj 3 | 69 |
| 5.3. Vijčani spojevi | 70 |
| 5.3.1. Vijčani spoj 1 | 71 |
| 6. MEHANIZAM ZA PRIHVAT I DIZANJE ČAMACA | 72 |
| 6.1. Izbor koloturnika | 72 |
| 6.2. Odabir ručnog vitla | 72 |
| 6.3. Kontrola užeta | 73 |
| 6.4. Dimenzioniranje i izbor kuke | 74 |
| 6.4.1. Provjera čvrstoće kuke | 75 |
| 6.4.2. Provjera čvrstoće nosača kuke | 77 |
| 6.4.3. Provjera nosivosti aksijalnog ležaja | 78 |
| 6.4.4. Matica kuke | 79 |
| 6.5. Dimenzioniranje i izbor užnice | 80 |
| 6.5.1. Promjer užnice | 80 |
| 6.5.2. Kontrola osovine užnice | 81 |
| 6.5.3. Provjera nosivosti ležajeva užnice | 83 |
| 6.6. Dimenzioniranje skretne užnice | 84 |
| 6.6.1. Promjer skretne užnice | 84 |
| 6.6.2. Kontrola osovine skretne užnice | 85 |
| 6.6.3. Provjera nosivosti ležaja | 86 |
| 6.7. Dimenzioniranje skretne užnice na vrhu gornjeg stupa | 86 |
| 6.7.1. Promjer užnice | 86 |
| 6.7.2. Proračun osovine skretne užnice na vrhu gornjeg stupa | 87 |
| 6.7.3. Provjera nosivosti ležaja | 88 |
| 7. MEHANIZAM ZA PROMJENU DOHVATA | 89 |
| 7.1. Izbor koloturnika | 89 |
| 7.2. Odabir ručnog vitla | 90 |
| 7.2.1. Kontrola vitla | 90 |
| 7.3. Kontrola užeta | 90 |
| 7.4. Dimenzioniranje užnica za promjenu dohvata | 91 |
| 7.4.1. Užnica smještena na dohvatniku | 91 |
| 7.4.2. Užnica smještena na gornjem stupu | 93 |
| 8. MEHANIZAM ZA OKRETANJE DOHVATNIKA | 97 |
| 8.1. Prijenosni omjer mehanizma za okretanje | 97 |
| 8.2. Kontrola zupčanika | 98 |
| 8.2.1. Dimenzije zupčanika 1 | 98 |
| 8.2.2. Kontrola naprezanja u korijenu zuba | 99 |
| 8.2.3. Kontrola Hertzova naprezanja | 99 |
| LITERATURA | 101 |

POPIS SLIKA

| | | |
|-----------|--|----|
| Slika 1. | Dizalica s navojnim vretenom | 15 |
| Slika 2. | Kolska dizalica..... | 16 |
| Slika 3. | Hidraulična dizalica | 17 |
| Slika 4. | Ručna potezna dizalica sa čeličnim užetom | 17 |
| Slika 5. | Ručna lančana dizalica | 18 |
| Slika 6. | Ručna polužna lančana dizalica..... | 19 |
| Slika 7. | Ručno vitlo | 19 |
| Slika 8. | Shema optimalne varijante dohvatnika | 21 |
| Slika 9. | Kutijasti profil 100x10 [2]..... | 23 |
| Slika 10. | Kutijasti profil 120x10 [2]..... | 23 |
| Slika 11. | Položaji dohvatnika pri maksimalnom i minimalnom dohvatu | 24 |
| Slika 12. | Sile koje opterećuju dohvatnik pri maksimalnom dohvatu | 25 |
| Slika 13. | Područje A-E..... | 26 |
| Slika 14. | Područje E-I..... | 27 |
| Slika 15. | Sile koje opterećuju dohvatnik pri minimalnom dohvatu | 29 |
| Slika 16. | Područje A-E..... | 30 |
| Slika 17. | Područje E-I..... | 31 |
| Slika 18. | Sile koje djeluju na gornji stup pri maksimalnom dohvatu | 33 |
| Slika 19. | Presjek gornjeg stupa na kritičnom mjestu..... | 34 |
| Slika 20. | Sile koje djeluju na gornji stup pri minimalnom dohvatu | 35 |
| Slika 21. | Sile koje opterećuju gornji stup na izvijanje pri maksimalnom dohvatu | 37 |
| Slika 22. | Model izvijanja gornjeg stupa..... | 38 |
| Slika 23. | Presjek gornjeg stupa u točki G | 38 |
| Slika 24. | Sile koje opterećuju gornji stup na izvijanje pri minimalnom dohvatu | 39 |
| Slika 25. | Opterećenja na dohvatnik za izračun sila u ležajnim mjestima | 40 |
| Slika 26. | Ležaj 6032-2RS1..... | 41 |
| Slika 27. | Ležaj 22220 E | 42 |
| Slika 28. | Profil donjeg stupa | 45 |
| Slika 29. | Sile koje opterećuju donji stup..... | 46 |
| Slika 30. | Model izvijanja donjeg stupa..... | 47 |
| Slika 31. | Mjesta kritičnih zavarenih spojeva..... | 49 |
| Slika 32. | Proračunski presjek zavar 1 | 49 |
| Slika 33. | Proračunski presjek zavar 2 | 52 |
| Slika 34. | Proračunski presjek i sile koje djeluju na zavar 3 | 53 |
| Slika 35. | Proračunski presjek i sile koje djeluju na zavar 4..... | 56 |
| Slika 36. | Proračunski presjek zavar 5 | 59 |
| Slika 37. | Proračunski presjek zavar 6 | 61 |
| Slika 38. | Torzijski opterećen spoj zavaren kutnim zavarima..... | 62 |
| Slika 39. | Sila koja opterećuje zavar 6 pri maksimalnom dohvatu dohvatnika..... | 62 |
| Slika 40. | Sila koja opterećuje zavar 6 pri minimalnom dohvatu dohvatnika..... | 63 |
| Slika 41. | Mjesta kritičnih spojeva svornjakom | 65 |
| Slika 42. | Opterećenja na svornjak 1 | 66 |
| Slika 43. | Opterećenje svornjaka 2 | 67 |
| Slika 44. | Opterećenje na svornjaku 3 | 69 |
| Slika 45. | Mjesto vijčanog spoja dohvatnika..... | 70 |
| Slika 46. | Presjek na mjestu vijčanog spoja 1 | 71 |
| Slika 47. | Običan faktorski koloturnik prijenosnog omjera <i>ikolQ</i> = 2 | 72 |
| Slika 48. | Ručno vitlo TL 1000 | 73 |

| | | |
|-----------|---|----|
| Slika 49. | Oznake mjera jednokrake kuke kovane u kalupu | 75 |
| Slika 50. | Proračunska skica vrata kuke..... | 75 |
| Slika 51. | Navoj kuke i obrađenog vrata kuke za HN=1 | 76 |
| Slika 52. | Nosač kuke..... | 77 |
| Slika 53. | Ležaj 51106..... | 78 |
| Slika 54. | Matica kuke..... | 79 |
| Slika 55. | Sklop kuke za HN=1 | 80 |
| Slika 56. | Profil užnice..... | 81 |
| Slika 57. | Opterećenje osovine užnice | 81 |
| Slika 58. | Oblik i mjerna skica užnice | 82 |
| Slika 59. | Ležaj W 6209-2RS1 | 83 |
| Slika 60. | Sile koje djeluju na skretnu užnicu | 85 |
| Slika 61. | Sile koje djeluju na skretnu užnicu na vrhu gornjeg stupa..... | 87 |
| Slika 62. | Običan faktorski koloturnik prijenosnog omjera <i>ikolPD</i> = 3 | 89 |
| Slika 63. | Sile koje djeluju na užnicu smještenu na dohvatniku | 92 |
| Slika 64. | Sile koje djeluju na užnice smještene na gornjem stupu | 94 |
| Slika 65. | Sile na osovinu užnica smještenih na gornjem stupu..... | 95 |
| Slika 66. | Mehanizam za okretanje dohvatnika..... | 97 |

POPIS TABLICA

| | | |
|------------|--|----|
| Tablica 1. | Koncepcijska rješenja | 20 |
| Tablica 2. | Specifikacije vitla | 73 |
| Tablica 3. | Mjere jednokrake kuke kovane u kalupu [mm] | 75 |
| Tablica 4. | Mjere obrađenog vrata kuke [mm] | 76 |
| Tablica 5. | Mjere nosača kuke (Č4130) [mm] | 77 |
| Tablica 6. | Mjere matice kuke [mm] | 79 |

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

| | |
|-------------|--------------------------------------|
| DJ-01-00-01 | Ručni dohvatnik za izvlačenje čamaca |
| DJ-01-00-02 | Stup s platformom |

POPIS OZNAKA

| Oznaka | Jedinica | Opis |
|---------------------|-----------------|--|
| A_{doh} | mm^2 | Površina presjeka dohvatnika |
| A_{GS} | mm^2 | Površina presjeka gornjeg stupa |
| A_{DS} | mm^2 | Površina presjeka donjeg stupa |
| A_Z | mm^2 | Površina proračunskog presjeka zavara |
| A_S | mm^2 | Površina presjeka svornjaka |
| A_j | mm^2 | Površina jezgre sidrenog vijka |
| $A_{U\dot{Z}}$ | mm^2 | Površina presjeka užeta |
| b | mm | Širina zupčanika |
| b_1 | mm | Širina nosača kuke |
| C | N | Nosivost ležaja |
| d_{DS} | mm | Unutarnji promjer donjeg stupa |
| d_S | mm | Promjer svornjaka |
| $d_{U\dot{Z}}$ | mm | Promjer užeta |
| d_1 | mm | Diobeni promjer zupčanika 1 |
| d_{a1} | mm | Tjemeni promjer zupčanika 1 |
| d_{f1} | mm | Podnožni promjer zupčanika 1 |
| d_{b1} | mm | Temeljni promjer zupčanika 1 |
| d_2 | mm | Promjer nosača kuke |
| d_4 | mm | Najmanji promjer vrata kuke |
| d_5 | mm | Najmanji promjer navoja vrata kuke |
| $d_{U\dot{z}}$ | mm | Promjer žlijeba užnice kuke |
| $d_{SU\dot{z}}$ | mm | Promjer žlijeba skretne užnice |
| $d_{GSU\dot{z}}$ | mm | Promjer žlijeba skretne užnice na vrhu gornjeg stupa |
| $d_{U\dot{z},doh}$ | mm | Promjer žlijeba užnice smještene na dohvatniku |
| $d_{U\dot{z},GS}$ | mm | Promjer žlijeba užnice smještene na gornjem stupu |
| $d_{OU\dot{z}}$ | mm | Promjer osovine užnice kuke |
| $d_{OSU\dot{z}}$ | mm | Promjer osovine skretne užnice |
| $d_{OGSU\dot{z}}$ | mm | Promjer osovine skretne užnice na vrhu gornjeg stupa |
| $d_{OU\dot{z},doh}$ | mm | Promjer osovine užnice smještene na dohvatniku |
| $d_{OU\dot{z},GS}$ | mm | Promjer osovine užnice smještene na gornjem stupu |
| D_{DS} | mm | Vanjski promjer donjeg stupa |
| $D_{U\dot{z}}$ | mm | Promjer užnice kuke |
| $D_{SU\dot{z}}$ | mm | Promjer skretne užnice |
| $D_{GSU\dot{z}}$ | mm | Promjer skretne užnice na vrhu gornjeg stupa |
| $D_{U\dot{z},doh}$ | mm | Promjer užnice smještene na dohvatniku |
| $D_{U\dot{z},GS}$ | mm | Promjer užnice smještene na gornjem stupu |
| E | N/mm^2 | Youngov modul elastičnosti |

| | | |
|----------------|----|--|
| f | - | Faktor ispune užeta |
| F_{PD} | N | Sila potrebna za promjenu dohvata |
| F_{Ax} | N | Sila u točki A u smjeru osi x |
| F_{Ay} | N | Sila u točki A u smjeru osi y |
| F_{By} | N | Sila u točki B u smjeru osi y |
| F_{n1} | N | Normalna sila u dohvatniku u dijelu A-E |
| F_{q1} | N | Poprečna sila u dohvatniku u dijelu A-E |
| F_{n2} | N | Normalna sila u dohvatniku u dijelu E-I |
| F_{q2} | N | Poprečna sila u dohvatniku u dijelu E-I |
| F_{Cx} | N | Sila u točki C u smjeru osi x |
| F_{Cy} | N | Sila u točki C u smjeru osi y |
| $F_{I,Cy}$ | N | Sila izvijanja u točki C u smjeru osi y |
| $F_{kr,GS}$ | N | Kritična sila izvijanja u gornjem stupu |
| $F_{kr,DS}$ | N | Kritična sila izvijanja u donjem stupu |
| F_r | N | Radijalna sila u ležajevima |
| F_a | N | Aksijalna sila u ležajevima |
| F_{tr} | N | Sila trenja u ležajevima |
| $F_{ruč}$ | N | Sila kojom operater djeluje na ručicu |
| $F_{t,Z}$ | N | Tlačna sila u zavaru |
| $F_{o,Z}$ | N | Smična sila u zavaru |
| $F_{v,Z}$ | N | Vlačna sila u zavaru |
| F_S | N | Sila koja opterećuje svornjak |
| $F_{o,S}$ | N | Smična sila u svornjaku |
| F_{SV} | N | Sila u sidrenom vijku |
| $F_{Užmax}$ | N | Najveća sila u užetu |
| F_L | N | Računska lomna sila užeta |
| $F_{SUž}$ | N | Sila na osovini skretne užnice |
| $F_{GSUž}$ | N | Sila na osovini skretne užnice na vrhu gornjeg stupa |
| $F_{Už,doh}$ | N | Sila na užnicu smještenu na dohvatniku |
| $F_{LUž,GS}$ | N | Sila na lijevu užnicu smještenu na gornjem stupu |
| $F_{DUž,GS}$ | N | Sila na desnu užnicu smještenu na gornjem stupu |
| F_{tw} | N | Sila koja opterećuje zupčanike |
| G_{doh} | N | Težina dohvatnika |
| G_{GS} | N | Težina gornjeg stupa |
| h | mm | Visina između dvaju ležajeva |
| H | mm | Visina doka |
| H_d | mm | Visina dizanja čamaca |
| i_{kol}^Q | - | Prijenosni omjer koloturnika za podizanje čamaca |
| i_{kol}^{PD} | - | Prijenosni omjer koloturnika za promjenu dohvata |
| i_{GS} | mm | Polumjer tromosti gornjeg stupa |
| i_{DS} | mm | Polumjer tromosti donjeg stupa |

| | | |
|------------------|-------------------|--|
| I_{min} | mm ⁴ | Minimalan moment tromosti za odabrani nosač |
| I_z^G | mm ⁴ | Moment tromosti oko osi z u točki G |
| $I_{z,DS}$ | mm ⁴ | Moment tromosti donjeg stupa oko osi z |
| l_0 | mm | Duljina izvijanja |
| l_{doh} | mm | Duljina dohvatnika |
| l_{GS} | mm | Duljina gornjeg stupa |
| l_{DS} | mm | Duljina donjeg stupa |
| L_{min} | mm | Minimalni dohvat |
| L_{max} | mm | Maksimalni dohvat |
| L_{10h_min} | h | Nazivni vijek trajanja ležajeva |
| m | mm | Modul zupčanika |
| M | Nmm | Moment u točki |
| $M_{s,dohmax}$ | Nmm | Najveći moment savijanja u dohvatniku |
| $M_{s,GSmax}$ | Nmm | Najveći moment savijanja u gornjem stupu |
| $M_{s,DSmax}$ | Nmm | Najveći moment savijanja u donjem stupu |
| M_{prev} | Nmm | Moment prevrtanja dohvatnika |
| M_{okr} | Nmm | Moment okretanja dohvatnika |
| $M_{ruč}$ | Nmm | Moment na ručici |
| $M_{s,Z}$ | Nmm | Moment savijanja u zavaru |
| $M_{s,Smax}$ | Nmm | Najveći moment savijanja u svornjaku |
| M_{NK} | Nmm | Moment savijanja u nosaču kuke |
| $M_{OUž}$ | Nmm | Moment savijanja na osovini užnice kuke |
| $M_{OSUž}$ | Nmm | Moment savijanja na osovini skretne užnice |
| $M_{OGSUž}$ | Nmm | Moment savijanja na osovini skretne užnice na vrhu gornjeg stupa |
| $M_{OUž,doh}$ | Nmm | Moment savijanja na osovini užnice smještene na dohvatniku |
| $M_{OUž,GS}$ | Nmm | Moment savijanja na osovini užnice smještene na gornjem stupu |
| n_m | s ⁻¹ | Broj okretaja dohvatnika |
| $n_{ruč}$ | s ⁻¹ | Broj okretaja ručice |
| σ_{dop} | N/mm ² | Dopušteno naprezanje |
| σ_s | N/mm ² | Naprezanje na savijanje |
| σ_t | N/mm ² | Naprezanje na tlak |
| σ_v | N/mm ² | Naprezanje na vlak |
| σ_{ekv} | N/mm ² | Ekvivalentno naprezanje |
| σ_{kr} | N/mm ² | Kritično naprezanje na izvijanje |
| $\sigma_{Z,dop}$ | N/mm ² | Dopušteno naprezanje u zavaru |
| σ_{SV} | N/mm ² | Naprezanje u sidrenom vijku |
| σ_{VK} | N/mm ² | Naprezanje u vratu kuke |
| σ_{NK} | N/mm ² | Naprezanje u nosaču kuke |
| $\sigma_{OUž}$ | N/mm ² | Naprezanje u osovini užnice kuke |

| | | |
|--------------------------|-------------------|---|
| $\sigma_{OSU\dot{z}}$ | N/mm ² | Naprezanje u osovini skretne užnice |
| $\sigma_{OGSU\dot{z}}$ | N/mm ² | Naprezanje u osovini skretne užnice na vrhu gornjeg stupa |
| $\sigma_{OU\dot{z},doh}$ | N/mm ² | Naprezanje u osovini užnice smještene na dohvatniku |
| $\sigma_{OU\dot{z},GS}$ | N/mm ² | Naprezanje u osovini užnice smještene na gornjem stupu |
| σ_F | N/mm ² | Naprezanje korijena zuba |
| σ_H | N/mm ² | Naprezanje na Hertzov pritisak |
| s | mm | Debljina nosivog lima |
| S | - | Faktor sigurnosti |
| τ_o | N/mm ² | Naprezanje na smik |
| τ_{VK} | N/mm ² | Smično naprezanje u vratu kuke |
| p | N/mm ² | Tlak |
| P | N | Ekvivalentno opterećenje ležaja |
| $r_{ruč}$ | mm | Polumjer ručice |
| R | N | Reakcija u osloncu užnice smještene na gornjem stupu |
| R_e | N/mm ² | Granica razvlačenja |
| R_m | N/mm ² | Vlačna čvrstoća |
| W | mm ³ | Aksijalni moment otpora površine |
| α | ° | Kut užeta za podizanje čamaca |
| β | ° | Kut užeta za promjenu dohvata |
| λ | - | Vitkost štapa |
| λ_p | - | Granična vitkost štapa |
| μ | - | Koeficijent trenja u ležajevima |
| η | - | Stupanj djelovanja |
| Y_F | - | Faktor oblika |
| Y_ε | - | Faktor prekrivanja |
| ε | - | Stupanj prekrivanja |
| Z_M | - | Faktor materijala |
| Z_H | - | Faktor oblika boka |
| K_F, K_H | - | Faktor raspodjele opterećenja |

SAŽETAK

Ručni pogon se upotrebljava samo za uređaje manje nosivosti, koji se koriste npr. za montažu ili popravke. Ručni pogon se ostvaruje okretanjem ručice. U ovom radu ručni pogon služi za izvlačenje čamaca iz jezera. Konstrukcija dohvatnika u zadatku omogućuje spuštanje i dizanje čamaca te promjenu dohvata pomoću ručnog vitla i rotaciju oko vertikalne osi uz pomoć prijenosa na ručni pogon.

Rad započinje uvodnim razmatranjem raznih vrsta dizalica na ručni pogon, za različite namjene, i u različitim izvedbama. Zatim slijedi dimenzioniranje i proračun nosive konstrukcije i potrebnih elemenata. Proračun se dijeli na 6 dijelova i počinje proračunom nosive konstrukcije dohvatnika. Za ovaj rad, odabrano je uže, kao sredstvo kojim će se podizati čamac te mijenjati dohvat. Slijedi proračun kritičnih spojeva dohvatnika (zavara, svornjaka i vijaka). Konstrukcija je učvršćena u beton pomoću sidrenih vijaka. Zatim se dimenzionira mehanizam za prihvrat i dizanje čamaca te promjenu dohvata i na osnovu toga se odabire ručno vitlo. Na kraju se proračunava mehanizam za okretanje kojeg čine ručica i jedan par zupčanika sa ravnim zubima, te se kontroliraju zupčanici. Svaki sklop je lako rastavljiv i nije potrebno često održavanje.

Konstruktivsko rješenje je dobiveno projektiranjem u programskom paketu CATIA V5R20, te je napravljen glavni sklopni crtež i radionički crteži konstrukcije.

Ključne riječi: dohvatnik, ručno vitlo, zupčanici.

SUMMARY

Manual drive is used only for devices of lower load rating, which are used for example in assembly or repairs. Manual drive is achieved by turning the handle. In this thesis manual drive is used for extracting boats from lakes. The construction of the jib allows the lowering and lifting of the boats and the change of reach by using a hand winch and the rotation around the vertical axis with manually powered transmission.

The thesis begins with an introduction about different types of manually powered cranes, for different purposes, and in different designs. After that follows the sizing and calculation of the load-bearing structure and the necessary elements. The calculation is divided in 6 sections and begins with a calculation of the load-bearing structure of the jib. For this thesis, a rope is selected, as a mean by which the boat will be lifted and the reach changed. What follows is the calculation of the critical joints (welds, pins and screws). The construction is anchored in concrete by using anchor bolts. After that the mechanism for handling and lifting boats and changing the reach is sized and based on that the hand winch is selected. Finally, the turning mechanism, which consists of a handle and a spur gear pair, is calculated and the gears are controlled. Each assembly is easily taken apart and it doesn't require frequent maintenance.

The design solution is modelled in the CATIA V5R20 software, as well as the main assembly drawing and the manufacturing sheet of the design.

Key words: jib, hand winch, gears.

1. UVOD

Dizalice su naprave ili strojevi za dizanje, premještanje i povlačenje tereta, a mogu imati ručni i strojni pogon. Ručni pogon se nalazi samo kod dizalica s rijetkom ili povremenom uporabom, za manje terete i male visine dizanja.

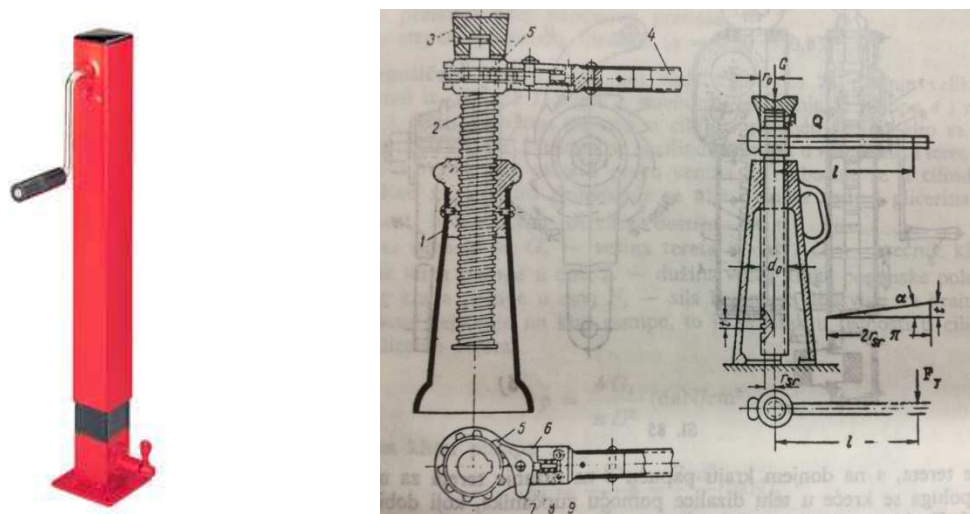
Dizalice na ručni pogon jednostavni su mehanizmi ili uređaji za dizanje tereta kao što su razne podne dizalice, koloturnici, vitla i vitlene dizalice, podizni stolovi i radne platforme i sl. Takve dizalice u pravilu ostvaruju samo pravocrtno pomicanje tereta, najčešće u smjeru gore-dolje, ali kao vitla služe i za povlačenje tereta. Uglavnom se primjenjuju kod montaže i remonta.

Ručne dizalice se dijele na:

1. Dizalice s navojnim vretenom
2. Kolske dizalice (vinte)
3. Hidraulične dizalice
4. Ručne potezne dizalice s čeličnim užetom
5. Ručne lančane dizalice (flašencug)
6. Ručne polužne lančane dizalice
7. Ručna vitla

1.1. Dizalice s navojnim vretenom

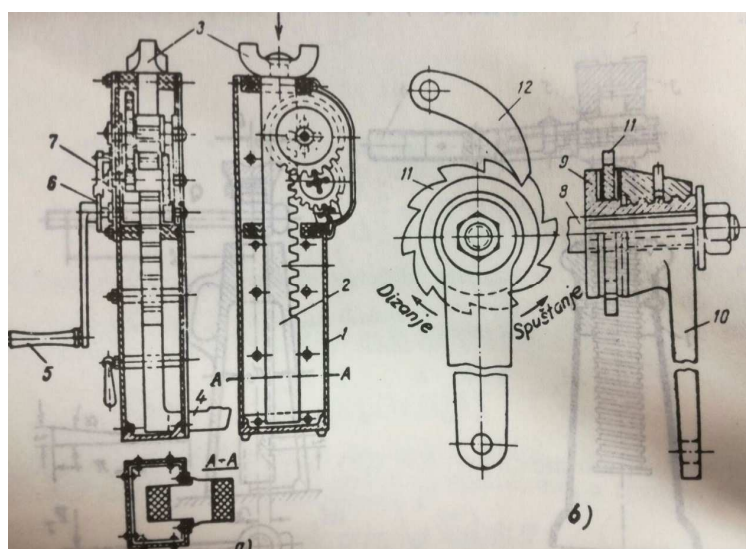
Dizalice s navojnim vretenom se koriste za povremeno dizanje tereta do 20 t na male visine do 0,5m. Pri tome one mogu biti stacionarne, kao sastavni dio nekog stroja ili kao povremeno uporište. Sastavni dijelovi ove dizalice su tijelo (1) i navojno vreteno (2). Na vrhu navojnog vretena, nalazi se okretna glava za pridržavanje tereta (3). Okretanjem ručice (4) navojno vreteno se pomiče gore/dolje i tako podiže ili spušta teret. Stupanj iskorištenja je $\eta=0,3 - 0,4$. To su samokočni mehanizmi (kut uspona zavojnice je manji od kuta trenja, u rasponu $4^\circ - 5^\circ$) koji omogućuju zadržavanje podignutog tereta, zato nije potrebna dodatna kočnica. Brzine dizanja su: 15 - 35 mm/min.



Slika 1. Dizalica s navojnim vretenom

1.2. Kolske dizalice (vinte)

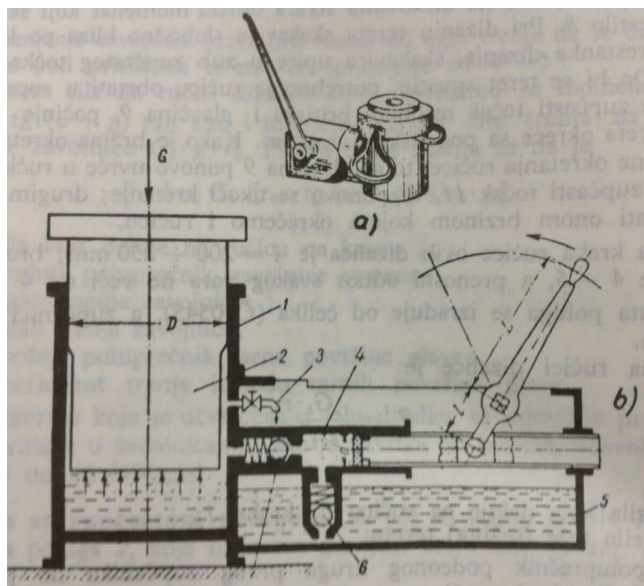
Kolske dizalice ili vinte su zapravo dizalice sa zupčastom polugom kod kojih je posredni element zubna letva, gdje se prijenosni odnos zupčanika kreću do $i=4$. Nosivost ove dizalice ide od 0,5 - 10 tona, a koristi se za dizanje tereta na visine od 0,3 - 0,4m. Iskoristivost je $\eta=0,8 - 0,85$. Princip rada je takav da teret koji se nalazi na okretnoj glavi (3) smještenoj na gornjem kraju zubne letve (2), pomicanje (vertikalno pokretanje tereta, ručno dizanje i spuštanje) se ostvaruje djelovanjem sile na ručicu (5) putem zupčastog prijenosa smještenog u kućištu (1). Teret se spušta ili diže onom brzinom kojom se okreće ručica. Dizanje/spuštanje može se prekinuti na bilo kojoj visini. Stabilan položaj tereta osigurava mehanizam za kočenje (b) i zaključavanje na ručici (skakavica-12). Teret se može postaviti na vrh ili dno dizalice.



Slika 2. Kolska dizalica

1.3. Hidraulične dizalice

Služi uglavnom za dizanje velikih tereta. Ona se sastoji od cilindra (1), klipa (2), slavinu za spuštanje (3), pumpe (4) i rezervoara (5). Pomicanjem ručice ubacuje se fluid u cilindar i tako se podiže klip opterećen teretom. Spuštanje tereta se ostvaruje puštanjem fluida u rezervoar kroz slavinu za spuštanje. Kao radni fluid primjenjuje se ulje i smjesa vode i glicerina. Hidraulične dizalice su malih dimenzija i male težine, imaju veliki stupanj korisnosti $\eta=0,75 - 0,8$. Omogućuje vrlo točno pozicioniranje tereta. Nosivost je do 200 t. Glavni nedostaci hidrauličnih dizalica su ograničena visina dizanja i mala brzina dizanja.



Slika 3. Hidraulična dizalica

1.4. Ručne ptezne dizalice s čeličnim užetom

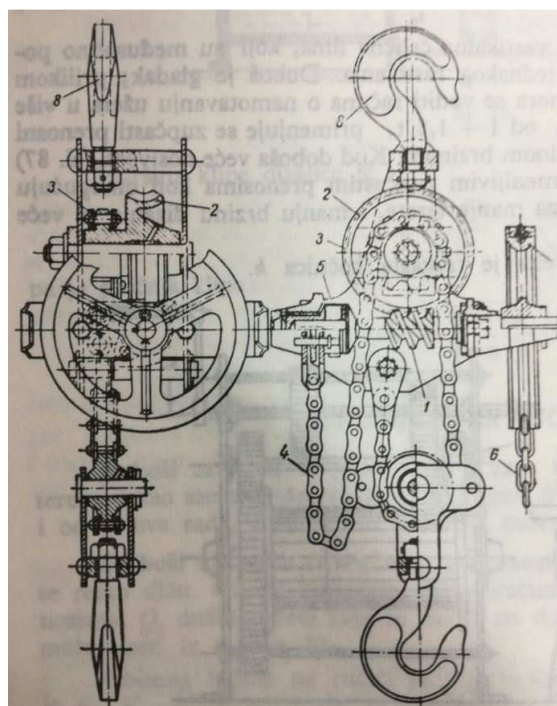
Omogućuje dizanje, spuštanje i povlačenje tereta u raznim smjerovima.



Slika 4. Ručna ptezna dizalica sa čeličnim užetom

1.5. Ručne lančane dizalice (flašencug)

Prenosivo ručno sredstvo za dizanje, teret se jednostavno diže pomoću potezanja lanca. Ova dizalica posebno je pogodna za podizanje tereta i teških dijelova pri periodičkim održavanjima i remontima. Svi dijelovi ove dizalice izrađuju se od visokokvalitetnih materijala i opremljeni su sa simetrično postavljenim dvostupanjskim pokretačkim mehanizmom. Postoje dvije izvedbe ovih dizalica: sa pužnim prijenosom, koji imaju manji stupanj iskorištenja sile na vučnom lancu, te sa zupčastim prijenosom. Ručna dizalica s pužnim prijenosom koristi se za terete do 5 tona. Gornja kuka (8) ove dizalice okači se o nosivu konstrukciju, mehanizam za dizanje ima dvohodni puž (1), pužno kolo (2) koje je na istom radnom vratilu kao i lančanik (3), i lanac za dizanje (4). Okretanje puža se ostvaruje okretanjem vučnog lanca (6) preko lančanika (7). Teret putem donje kuke i odgovarajuće sile u lancu za dizanje radi moment na pužnom kolu koji je u ravnoteži s momentom na vratilu puža kojeg izaziva ručna sila na vučnom lancu.



Slika 5. Ručna lančana dizalica

1.6. Ručne polužne lančane dizalice

Svestrana i izuzetno učinkovita dizalica, primjenjuje se za dizanje i spuštanje kao i pozicioniranje različitih konstrukcijskih elemenata i tereta. Tijekom rada, mora biti postavljena tako da os kuke i os opterećenog lanca leže na jednoj liniji. Primjena ovih dizalica je posebno pogodna u skučenim prostorima bez obzira na smjer zatezanja.



Slika 6. Ručna polužna lančana dizalica

1.7. Ručna vitla

Vrlo jednostavan i lako upotrebljiv tip dizalice, koji se primjenjuje za male terete 1 - 1.5 tone. Bubanj je gladak, a užice se namata u više slojeva. Za manje bubnjeve primjenjuje se zupčasti prijenosni mehanizam za dizanje tereta, s jednom brzinom. Kod bubnjeva za veće nosivosti primjenjuju se mehanizmi s promjenjivim zupčastim prijenosima koji omogućuju 2 brzine: veću brzinu za manje terete, a manju brzinu za veće terete. Visoku efikasnost mehanizma ($\eta=0.9$) omogućuju posebni zupčanici, te je potrebno ugraditi kočnicu (skakavica). Lako se montira na konzole, male je težine i omogućuje glatki rad.


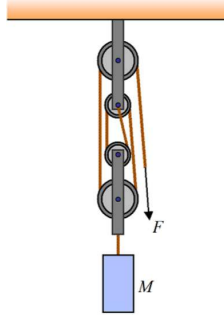






Slika 7. Ručno vitlo

2. ODABIR OPTIMALNE VARIJANTE DOHVATNIKA

2.1. Konceptijska rješenja

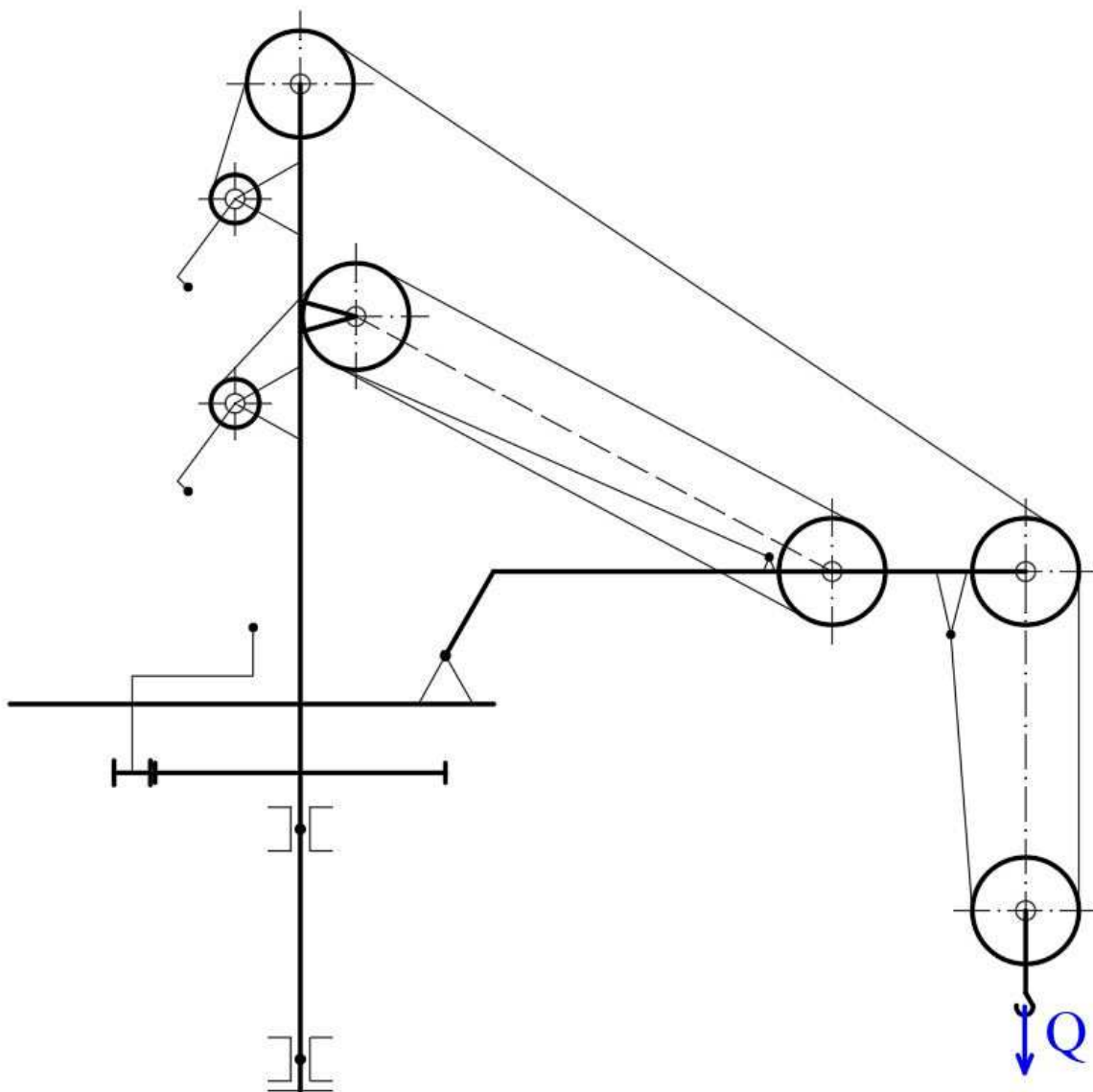
Konceptijska rješenja za promjenu dohvata i rotaciju dohvatanika prikazana su u morfološkoj tablici.

| | | | |
|--------------------------------|---|--|---|
| <p>PROMJENA DOHVATA</p> | <p>Hidraulički cilindar</p>  | <p>Sklop užeta i užnica</p>  | <p>Navojno vreteno</p>  |
| <p>ROTACIJA DOHVATNIKA</p> | <p>Zupčani prijenos</p>  | <p>Remenski prijenos</p>  | <p>Lančani prijenos</p>  |

Tablica 1. Konceptijska rješenja

2.2. Optimalna varijanta

Iz morfološke tablice odabran je sklop užnica i užeta kao rješenje promjene dohvata i zupčani prijenos za rotaciju dohvatnika.



Slika 8. Shema optimalne varijante dohvatnika

3. PROJEKTNI PARAMETRI DOHVATNIKA

Nosivost: $Q = 1000 \text{ kg}$

Dohvat: $L_{min} = 500 \text{ mm}, L_{max} = 1500 \text{ mm}$

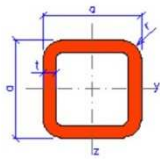
Visina dizanja čamaca: $H_d = 1400 \text{ mm}$

Visina doka: $H = 1100 \text{ mm}$

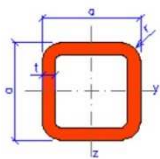
Nosivost [N]: $Q_t = Q \cdot g = 9810 \text{ N}$

4. NOSIVA KONSTRUKCIJA

Za dohvatnik je odabran kutijasti profil dimenzija 100x10, a za gornji stup 120x10 prema [1]. Nosiva konstrukcija bit će izrađena od čelika S355.

| Geometrija | | Značajke presjeka |
|---|---|---|
| a = 100 mm |  | $I_y = I_z = 4.62\text{E}+6 \text{ mm}^4$ |
| t = 10 mm | | $W_{y,el} = W_{z,el} = 9.24\text{E}+4 \text{ mm}^3$ |
| r = 15 mm | | $W_{y,pl} = W_{z,pl} = 1.16\text{E}+5 \text{ mm}^3$ |
| A = 3490 mm ² | | $i_y = i_z = 36.4 \text{ mm}$ |
| $A_L = 0.374 \text{ m}^2\cdot\text{m}^{-1}$ | | $S_y = S_z = 5.80\text{E}+4 \text{ mm}^3$ |
| $G = 27.4 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}$ | | $I_t = 7.61\text{E}+6 \text{ mm}^4$ |
| | | $C_t = 1.33\text{E}+5 \text{ mm}^3$ |

Slika 9. Kutijasti profil 100x10 [2]

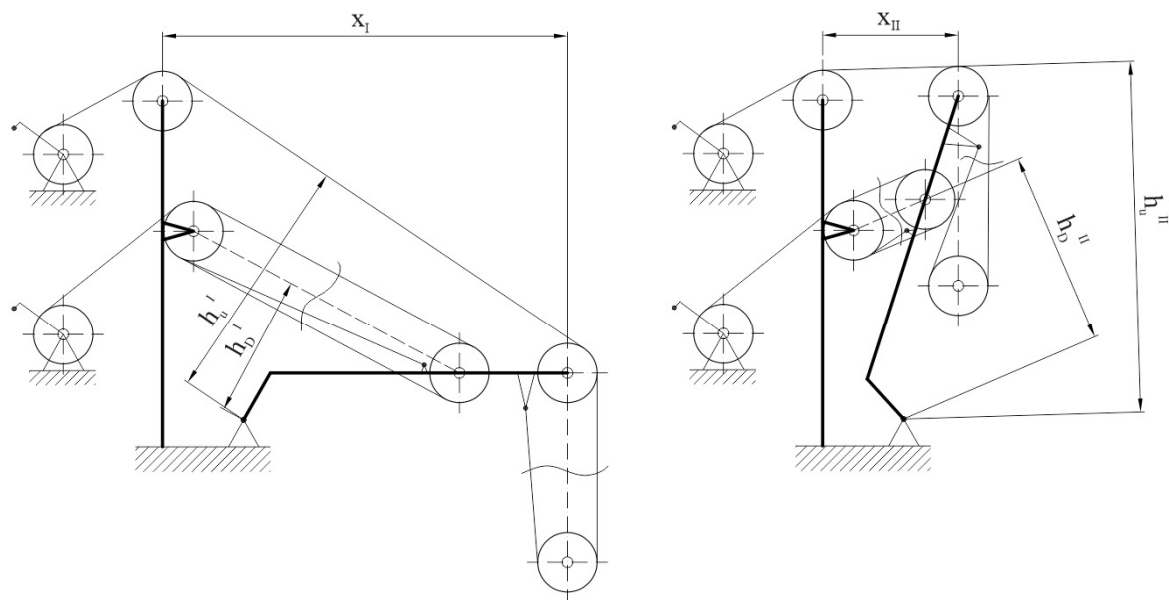
| Geometrija | | Značajke presjeka |
|---|---|---|
| a = 120 mm |  | $I_y = I_z = 8.52\text{E}+6 \text{ mm}^4$ |
| t = 10 mm | | $W_{y,el} = W_{z,el} = 1.42\text{E}+5 \text{ mm}^3$ |
| r = 15 mm | | $W_{y,pl} = W_{z,pl} = 1.75\text{E}+5 \text{ mm}^3$ |
| A = 4290 mm ² | | $i_y = i_z = 44.6 \text{ mm}$ |
| $A_L = 0.454 \text{ m}^2\cdot\text{m}^{-1}$ | | $S_y = S_z = 8.75\text{E}+4 \text{ mm}^3$ |
| $G = 33.7 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}$ | | $I_t = 1.38\text{E}+7 \text{ mm}^4$ |
| | | $C_t = 2.06\text{E}+5 \text{ mm}^3$ |

Slika 10. Kutijasti profil 120x10 [2]

4.1. Sila potrebna za promjenu dohvata

Proračun sile se odvija prema [3]:

$$F_{PD} = \frac{Q_t \cdot (x - n \cdot h_u)}{h_D} \quad (4.1)$$



Slika 11. Položaji dohvatnika pri maksimalnom i minimalnom dohvat

4.1.1. Pri maksimalnom dohvat

$$x_I = L_{max} = 1500 \text{ mm}$$

$$n = 2$$

$$h_u^I = 922,51 \text{ mm}$$

$$h_D^I = 530,03 \text{ mm}$$

$$F_{PD}^I = \left| \frac{9810 \cdot (1500 - 2 \cdot 922,51)}{530,03} \right| = 6385,76 \text{ N} \quad (4.2)$$

4.1.2. Pri minimalnom dohvat

$$x_{II} = L_{min} = 500 \text{ mm}$$

$$n = 2$$

$$h_u^{II} = 1298,33 \text{ mm}$$

$$h_D^{II} = 716,07 \text{ mm}$$

$$F_{PD}^{II} = \left| \frac{9810 \cdot (500 - 2 \cdot 1298,33)}{716,07} \right| = 28723,78 \text{ N} \quad (4.3)$$

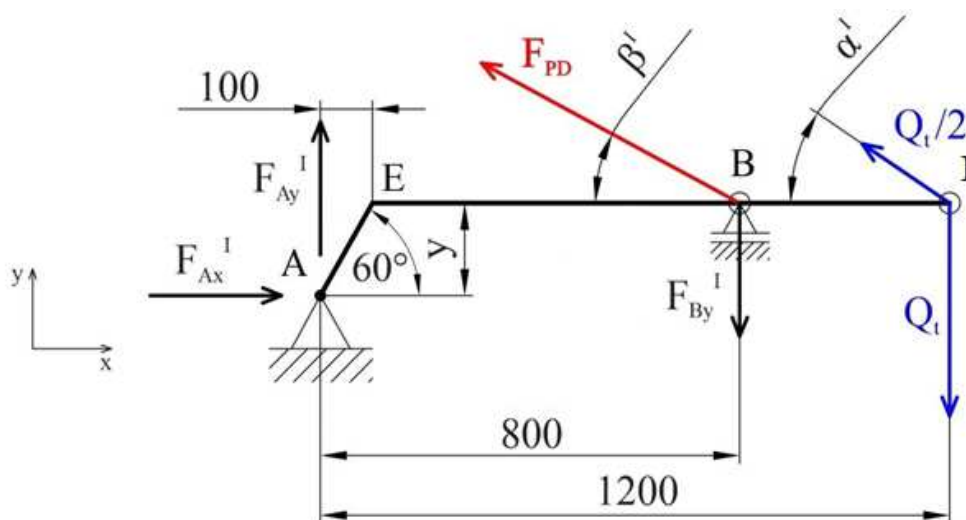
Budući se pri minimalnom dohvatu javlja najveća sila u koloturniku za promjenu dohvata, s tom silom se ide dalje u proračun.

$$F_{PD}^{\text{II}} = F_{PD}.$$

4.2. Proračun dohvatnika

4.2.1. Maksimalni dohvat

Globalni koordinatni sustav:



Slika 12. Sile koje opterećuju dohvatnik pri maksimalnom dohvatu

$$\alpha^I = 33,87^\circ$$

$$\beta^I = 28,14^\circ$$

$$y = 100 \cdot \tan 60^\circ$$

Reakcijske sile:

$$\sum M_A = 0,$$

$$Q_t \cdot 1200 - \frac{Q_t}{2} \cdot \sin \alpha^I \cdot 1200 - \frac{Q_t}{2} \cdot \cos \alpha^I \cdot y - F_{PD} \cdot \sin \beta^I \cdot 800 - F_{PD} \cdot \cos \beta^I \cdot y + F_{By}^I \cdot 800 = 0, \quad (4.4)$$

$$F_{By}^I = 9297,9 \text{ N}.$$

$$\sum F_y = 0,$$

$$F_{Ay}^I + F_{PD} \cdot \sin \beta^I + \frac{Q_t}{2} \cdot \sin \alpha^I - F_{By}^I - Q_t = 0, \quad (4.5)$$

$$F_{Ay}^I = 2827,6 \text{ N.}$$

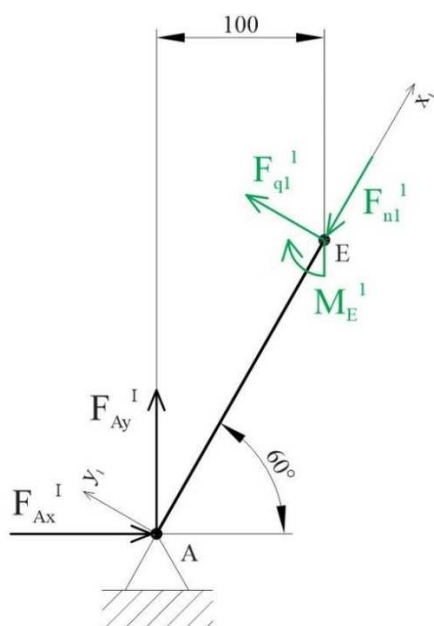
$$\sum F_x = 0,$$

$$F_{Ax}^I - F_{PD} \cdot \cos \beta^I - \frac{Q_t}{2} \cdot \sin \alpha^I = 0, \quad (4.6)$$

$$F_{Ax}^I = 29401,2 \text{ N.}$$

Lokalni koordinatni sustav:

1) Područje A-E:



Slika 13. Područje A-E

$$\sum F_{x1} = 0,$$

$$-F_{n1}^I + F_{Ax}^I \cdot \cos 60^\circ + F_{Ay}^I \cdot \sin 60^\circ = 0, \quad (4.7)$$

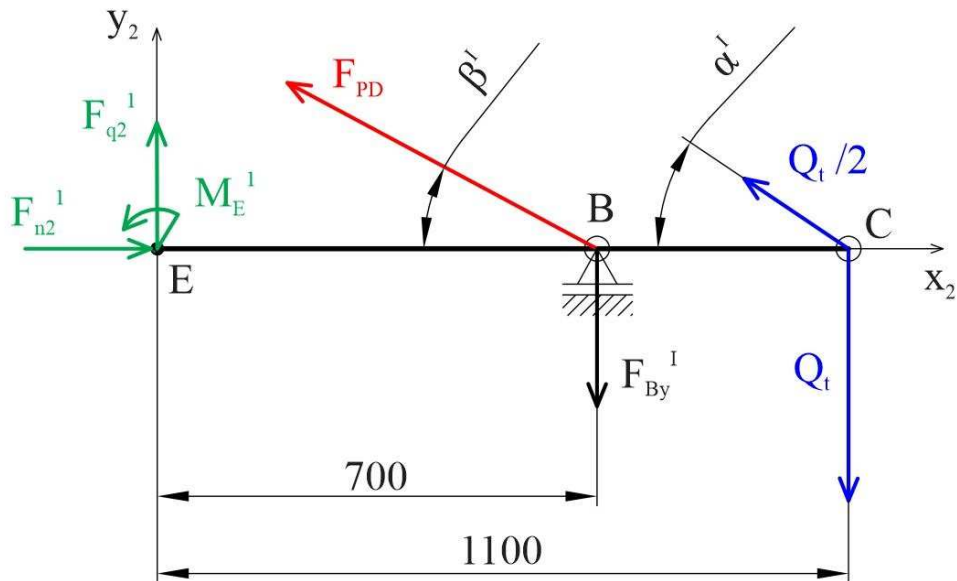
$$F_{n1}^I = 17149,07 \text{ N.}$$

$$\sum F_{y1} = 0,$$

$$F_{q1}^I - F_{Ax}^I \cdot \sin 60^\circ + F_{Ay}^I \cdot \cos 60^\circ = 0, \quad (4.8)$$

$$F_{q1}^I = 24048,33 \text{ N}.$$

2) Područje E-I:



Slika 14. Područje E-I

$$\sum F_{x2} = 0,$$

$$F_{n2}^I - F_{PD} \cdot \cos \beta^I - \frac{Q_t}{2} \cdot \cos \alpha^I = 0, \quad (4.9)$$

$$F_{n2}^I = 29401,2 \text{ N}.$$

$$\sum F_{y2} = 0,$$

$$F_{q2}^I + F_{PD} \cdot \sin \beta^I - F_{By}^I + \frac{Q_t}{2} \cdot \cos \alpha^I - Q_t = 0, \quad (4.10)$$

$$F_{q2}^I = 2827,36 \text{ N}.$$

Momenti savijanja:

$$M_A^I = M_E^I = F_{q1}^I \cdot \frac{100}{\cos 60^\circ} = 4809666 \text{ Nmm} = M_{s,dohmax}^I. \quad (4.11)$$

$$M_B^I = |F_{q2}^I \cdot 700 - M_E^I| = 2830514 \text{ Nmm}. \quad (4.12)$$

$$M_I^I = F_{q2}^I \cdot 1100 + F_{PD} \cdot \sin \beta^I \cdot 400 - F_{By}^I \cdot 400 - M_E^I = 0. \quad (4.13)$$

Provjera čvrstoće odabranog profila dohvatnika pri maksimalnom dohvat:

$$\sigma_{dop} = \frac{R_e}{S} = \frac{345}{1,5} = 230 \frac{N}{mm^2} \text{ dopušteno naprežanje za čelik S355 prema [4].}$$

Savijanje:

$$\sigma_{s,doh}^I = \frac{M_{s,dohmax}^I}{W_{z,doh}} = 52,05 \frac{N}{mm^2} \quad (4.14)$$

Tlak:

$$\sigma_{t,doh}^I = \frac{F_{n2}^I}{A_{doh}} = 8,42 \frac{N}{mm^2} \quad (4.15)$$

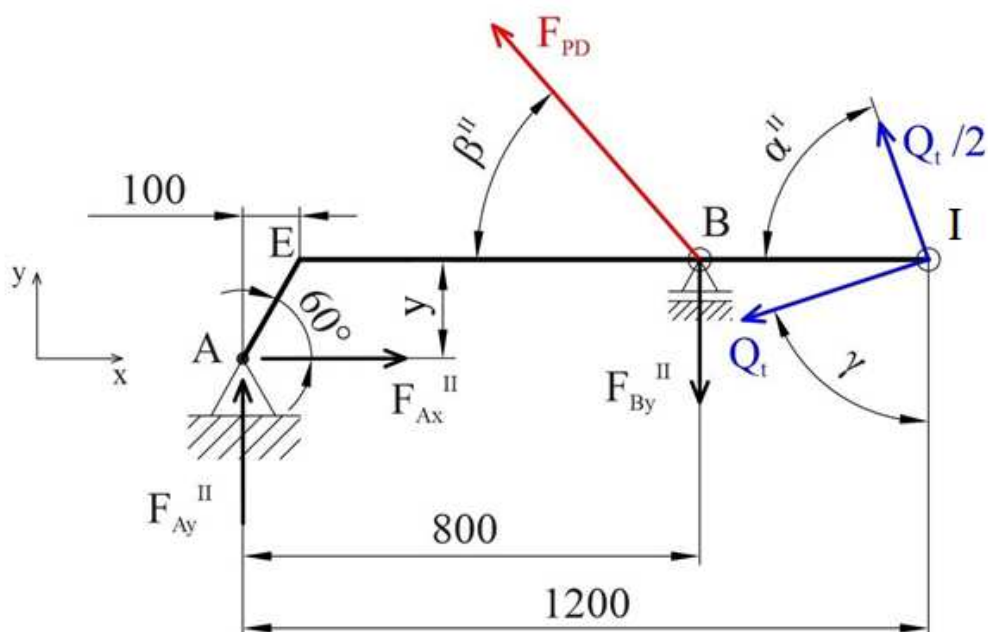
Ekvivalentno naprežanje:

$$\sigma_{ekv,doh}^I = \sqrt{\sigma_{s,doh}^{I2} + \sigma_{t,doh}^{I2}} = 52,73 \frac{N}{mm^2} < \sigma_{dop} \quad (4.16)$$

Odabrani profil dohvatnika pri maksimalnom dohvat zadovoljava.

4.2.2. Minimalni dohvat

Globalni koordinatni sustav:



Slika 15. Sile koje opterećuju dohvatnik pri minimalnom dohvat

$$\alpha^{II} = 70,46^\circ$$

$$\beta^{II} = 48,84^\circ$$

$$\gamma = 71,91^\circ$$

$$y = 100 \cdot \tan 60^\circ$$

Reakcijske sile:

$$\sum M_A = 0,$$

$$F_{PD} \cdot \sin \beta^{II} \cdot 800 + F_{PD} \cdot \cos \beta^{II} \cdot y - F_{By}^{II} \cdot 800 + \frac{Q_t}{2} \cdot \sin \alpha^{II} \cdot 1200 + \frac{Q_t}{2} \cdot \cos \alpha^{II} \cdot y - Q_t \cdot \cos \gamma \cdot 1200 + Q_t \cdot \sin \gamma \cdot y = 0, \quad (4.17)$$

$$F_{By}^{II} = 30457,2 \text{ N}.$$

$$\sum F_y = 0,$$

$$F_{Ay}^{II} + F_{PD} \cdot \sin \beta^{II} + \frac{Q_t}{2} \cdot \sin \alpha^{II} - F_{By}^{II} - Q_t \cdot \cos \gamma = 0, \quad (4.18)$$

$$F_{Ay}^{II} = 7255,4 \text{ N}.$$

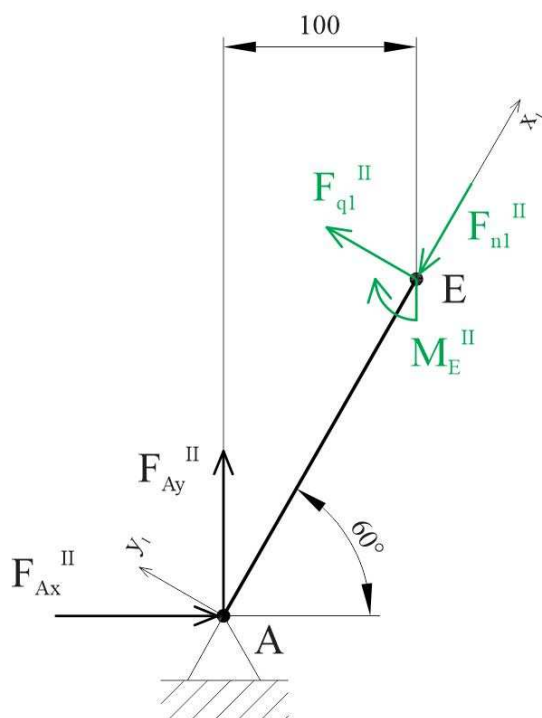
$$\sum F_x = 0,$$

$$F_{Ax}^{II} - F_{PD} \cdot \cos \beta^{II} - \frac{Q_t}{2} \cdot \sin \alpha^{II} - Q_t \cdot \sin \gamma = 0, \quad (4.19)$$

$$F_{Ax}^{II} = 29870,6 \text{ N}.$$

Lokalni koordinatni sustav:

1) Područje A-E:



Slika 16. Područje A-E

$$\sum F_{x1} = 0,$$

$$-F_{n1}^{II} + F_{Ax}^{II} \cdot \cos 60^\circ + F_{Ay}^{II} \cdot \sin 60^\circ = 0, \quad (4.20)$$

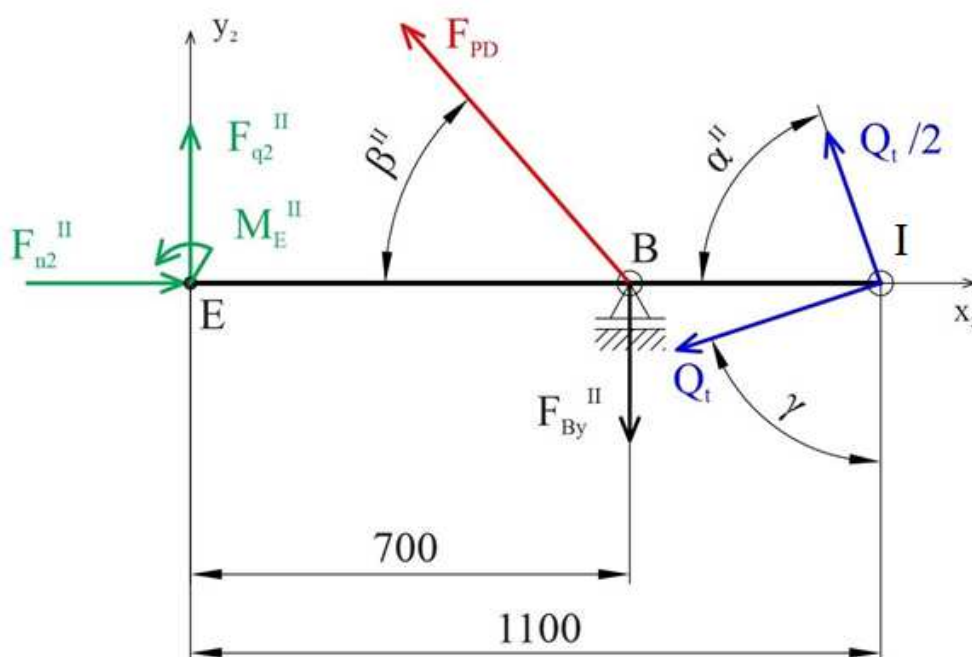
$$F_{n1}^{II} = 21218,66 \text{ N}.$$

$$\sum F_{y1} = 0,$$

$$F_{q1}^{II} - F_{Ax}^{II} \cdot \sin 60^\circ + F_{Ay}^{II} \cdot \cos 60^\circ = 0, \quad (4.21)$$

$$F_{q1}^{II} = 22241 \text{ N}.$$

2) Područje E-I:



Slika 17. Područje E-I

$$\sum F_{x2} = 0,$$

$$F_{n2}^{II} - F_{PD} \cdot \cos \beta^{II} - \frac{Q_t}{2} \cdot \cos \alpha^{II} - Q_t \cdot \sin \gamma = 0, \quad (4.22)$$

$$F_{n2}^{II} = 29870,6 \text{ N}.$$

$$\sum F_{y2} = 0,$$

$$F_{q2}^{II} + F_{PD} \cdot \sin \beta^{II} - F_{By}^{II} + \frac{Q_t}{2} \cdot \sin \alpha^{II} - Q_t \cdot \cos \gamma = 0, \quad (4.23)$$

$$F_{q2}^I = 7255,4 \text{ N}.$$

Momenti savijanja:

$$M_A^{II} = M_E^{II} = F_{q1}^{II} \cdot \frac{100}{\cos 60^\circ} = 4448200 \text{ Nmm} = M_{s,dohmax}^{II}. \quad (4.24)$$

$$M_B^{II} = F_{q2}^{II} \cdot 700 - M_E^{II} = 630580 \text{ Nmm}. \quad (4.25)$$

$$M_I^{II} = F_{q2}^{II} \cdot 1100 + F_{PD} \cdot \sin \beta^{II} \cdot 400 - F_{By}^{II} \cdot 400 - M_E^{II} = 0. \quad (4.26)$$

Provjera čvrstoće odabranog profila dohvatnika pri minimalnom dohvat:

$$\sigma_{dop} = 230 \frac{N}{mm^2} \text{ dopušteno naprezanje za čelik S355}.$$

Savijanje:

$$\sigma_{s,doh}^{II} = \frac{M_{s,dohmax}^{II}}{W_{z,doh}} = 48,14 \frac{N}{mm^2} \quad (4.27)$$

Tlak:

$$\sigma_{t,doh}^{II} = \frac{F_{n2}^{II}}{A_{doh}} = 8,56 \frac{N}{mm^2} \quad (4.28)$$

Ekvivalentno naprezanje:

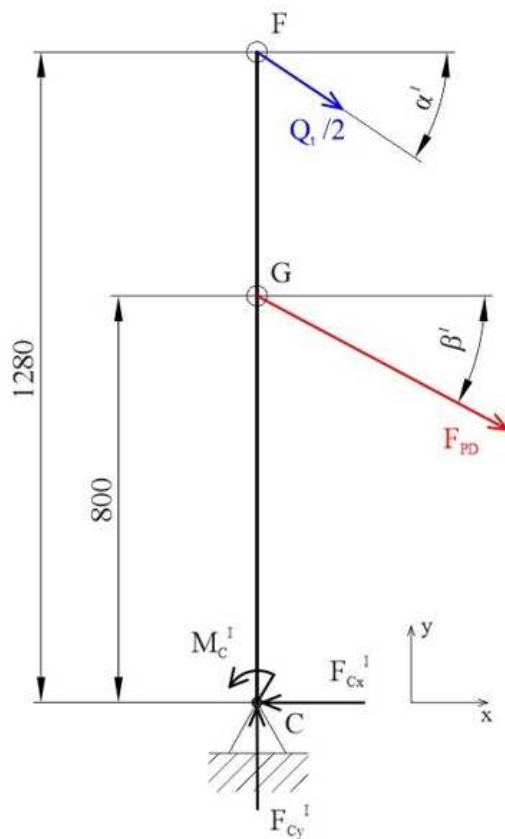
$$\sigma_{ekv,doh}^{II} = \sqrt{\sigma_{s,doh}^{II2} + \sigma_{t,doh}^{II2}} = 48,9 \frac{N}{mm^2} < \sigma_{dop} \quad (4.29)$$

Odabrani profil dohvatnika pri minimalnom dohvat zadovoljava.

4.3. Proračun gornjeg stupa

4.3.1. Proračun gornjeg stupa

1) Maksimalni dohvat



Slika 18. Sile koje djeluju na gornji stup pri maksimalnom dohvat

Reakcijske sile:

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0, \\ -F_{Cx}^I + F_{PD} \cdot \cos \beta^I + \frac{Q_t}{2} \cdot \cos \alpha^I &= 0, \\ F_{Cx}^I &= 29401,2 \text{ N}. \end{aligned} \quad (4.30)$$

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0, \\ F_{Cy}^I - F_{PD} \cdot \sin \beta^I - \frac{Q_t}{2} \cdot \sin \alpha^I &= 0, \\ F_{Cy}^I &= 16280,54 \text{ N}. \end{aligned} \quad (4.31)$$

Momenti savijanja:

$$M_C^I = F_{PD} \cdot \cos \beta^I \cdot 800 + \frac{Q_t}{2} \cdot \cos \alpha^I \cdot 1280 = 25475835,3 \text{ Nmm} \quad (4.32)$$

$$= M_{s,GSmax}^I.$$

$$M_G^I = |F_{Cx}^I \cdot 800 - M_C^I| = 1954875,2 \text{ Nmm}. \quad (4.33)$$

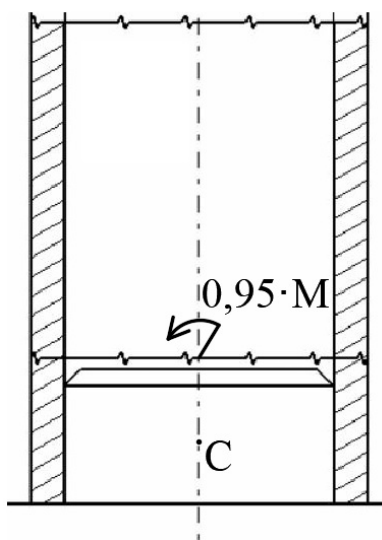
$$M_F^I = F_{Cx}^I \cdot 1280 - F_{PD} \cdot \cos \beta^I \cdot 480 - M_C^I = 0. \quad (4.34)$$

Provjera čvrstoće odabranog profila gornjeg stupa pri maksimalnom dohvat:

$$\sigma_{dop} = 230 \frac{N}{mm^2} \text{ dopušteno naprezanje za čelik S355.}$$

Naprezanje na savijanje:

$$\sigma_{s,GS}^I = \frac{0,95 \cdot M_{s,GSmax}^I}{W_{z,GS}} = 170,4 \frac{N}{mm^2} \quad (4.35)$$



Slika 19. Presjek gornjeg stupa na kritičnom mjestu

Gornji stup se kontrolira na kritičnom mjestu malo iznad točke C gdje nije puni presjek profila. Na tom mjestu djeluje približno 95% maksimalnog momenta.

Tlak:

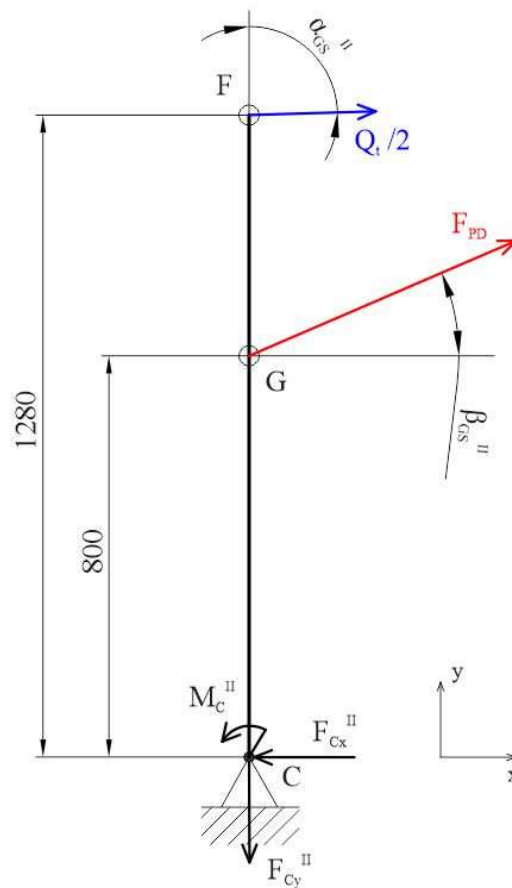
$$\sigma_{t,GS}^I = \frac{F_{Cy}^I}{A_{GS}} = 3,8 \frac{N}{mm^2} \quad (4.36)$$

Ekvivalentno naprezanje u gornjem stupu:

$$\sigma_{ekv,GS}^I = \sqrt{\sigma_{s,GS}^{I^2} + \sigma_{t,GS}^{I^2}} = 170,44 \frac{N}{mm^2} < \sigma_{dop} \quad (4.37)$$

Odabrani profil gornjeg stupa pri maksimalnom dohvatu zadovoljava.

2) Minimalni dohvat



Slika 20. Sile koje djeluju na gornji stup pri minimalnom dohvatu

Reakcijske sile:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0, \\ -F_{Cx}^{II} + F_{PD} \cdot \cos \beta_{GS}^{II} + \frac{Q_t}{2} \cdot \sin \alpha_{GS}^{II} &= 0, \\ F_{Cx}^{II} &= 31282,13 \text{ N.}\end{aligned}\tag{4.38}$$

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0, \\ -F_{Cy}^{II} + F_{PD} \cdot \sin \beta_{GS}^{II} + \frac{Q_t}{2} \cdot \cos \alpha_{GS}^{II} &= 0, \\ F_{Cy}^{II} &= 11510,82 \text{ N.}\end{aligned}\tag{4.39}$$

Momenti savijanja:

$$\begin{aligned}M_C^{II} &= F_{PD} \cdot \cos \beta_{GS}^{II} \cdot 800 + \frac{Q_t}{2} \cdot \sin \alpha_{GS}^{II} \cdot 1280 \\ &= 27379083,8 \text{ Nmm} = M_{s,GSmax}^{II}.\end{aligned}\tag{4.40}$$

$$M_G^{II} = |F_{Cx}^{II} \cdot 800 - M_C^{II}| = 2353379,8 \text{ Nmm}.\tag{4.41}$$

$$M_F^{II} = F_{Cx}^{II} \cdot 1280 - F_{PD} \cdot \cos \beta_{GS}^{II} \cdot 480 - M_C^{II} = 0.\tag{4.42}$$

Provjera čvrstoće odabranog profila gornjeg stupa pri minimalnom dohvat:

$\sigma_{dop} = 230 \frac{N}{mm^2}$ dopušteno naprezanje za čelik S355.

Naprezanje na savijanje:

$$\sigma_{s,GS}^{II} = \frac{0,95 \cdot M_{s,GSmax}^{II}}{W_{z,GS}} = 183,17 \frac{N}{mm^2}\tag{4.43}$$

Tlak:

$$\sigma_{t,GS}^{II} = \frac{F_{Cy}^{II}}{A_{GS}} = 2,7 \frac{N}{mm^2}\tag{4.44}$$

Ekvivalentno naprezanje u gornjem stupu:

$$\sigma_{ekv,GS}^{II} = \sqrt{\sigma_{s,GS}^{II^2} + \sigma_{t,GS}^{II^2}} = 183,2 \frac{N}{mm^2} < \sigma_{dop} \quad (4.45)$$

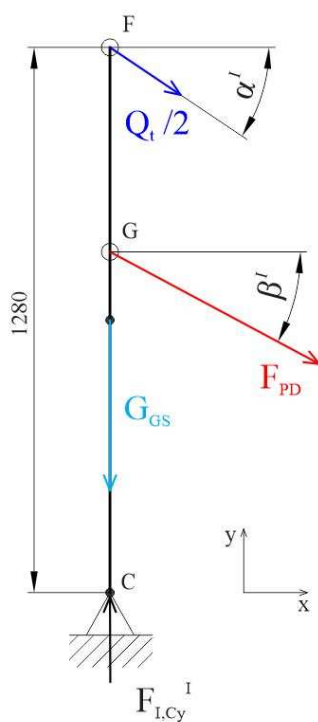
Odabrani profil gornjeg stupa pri minimalnom dohvatu zadovoljava.

4.3.2. Proračun gornjeg stupa na izvijanje

U proračunu izvijanja koristi se i vlastita težina gornjeg stupa koja iznosi:

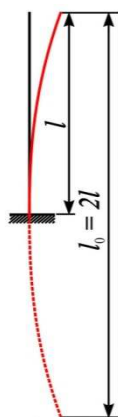
$$G_{GS} = m \cdot g = \rho \cdot V \cdot g = \rho \cdot A_{GS} \cdot l_{GS} \cdot g = 422,87 \text{ N}. \quad (4.46)$$

1) Maksimalni dohvat



Slika 21. Sile koje opterećuju gornji stup na izvijanje pri maksimalnom dohvatu

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0, \\ F_{I,Cy}^I - G_{GS} - F_{PD} \cdot \sin \beta^I - \frac{Q_t}{2} \cdot \sin \alpha^I &= 0, \\ F_{I,Cy}^I &= 16703,4 \text{ N}. \end{aligned} \quad (4.47)$$



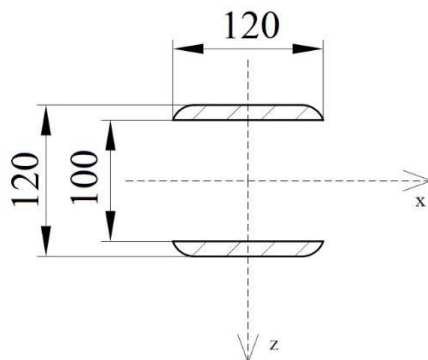
Slika 22. Model izvijanja gornjeg stupa

Slobodna duljina izvijanja:

$$l_{0,GS} = 2 \cdot l_{GS} = 2560 \text{ mm} \quad (4.48)$$

Polumjer tromosti:

$$i_{GS} = \sqrt{\frac{I_{min}}{A_{GS}}} = 25,91 \text{ mm} \quad (4.49)$$



Slika 23. Presjek gornjeg stupa u točki G

$$I_{min} = I_z^G = \frac{120 \cdot 120^3}{12} - \frac{100 \cdot 120^3}{12} = 2880000 \text{ mm}^4 \quad (4.50)$$

Vitkost:

$$\lambda_{GS} = \frac{l_{0,GS}}{i_{GS}} = 98,8 \quad (4.51)$$

$$\lambda_p = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{0,8 \cdot R_e}} = 85,43 \quad (4.52)$$

Budući je vitkost stupa veća od granične vitkosti $\lambda_{GS} > \lambda_p$ kritična sila izvijanja se računa prema Euleru.

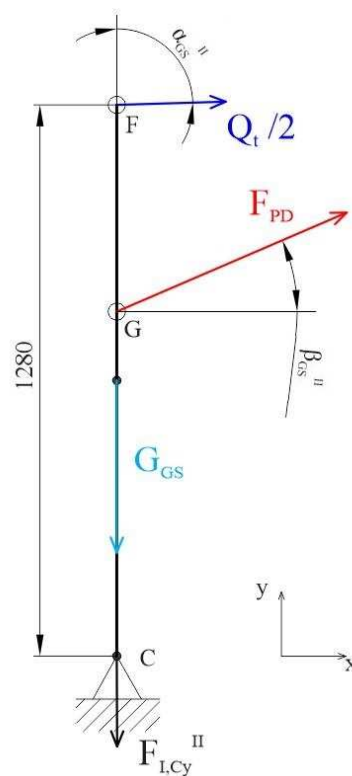
Kritična sila izvijanja gornjeg stupa prema [5]:

$$F_{krGS} = \frac{\pi \cdot E \cdot I_{min}}{l_{0,GS}^2} \quad (4.53)$$

$$F_{krGS} = 289922,4 \text{ N} > F_{I,Cy}^I$$

Budući je kritična sila izvijanja veća od najveće sile koja se javlja u stupu pri maksimalnom dohvatu, neće doći do izvijanja gornjeg stupa.

2) Minimalni dohvat



Slika 24. Sile koje opterećuju gornji stup na izvijanje pri minimalnom dohvatu

$$\sum F_y = 0,$$

$$-F_{I,Cy}^{II} - G_{GS} + F_{PD} \cdot \sin \beta_{GS}^{II} + \frac{Q_t}{2} \cdot \cos \alpha_{GS}^{II} = 0, \quad (4.54)$$

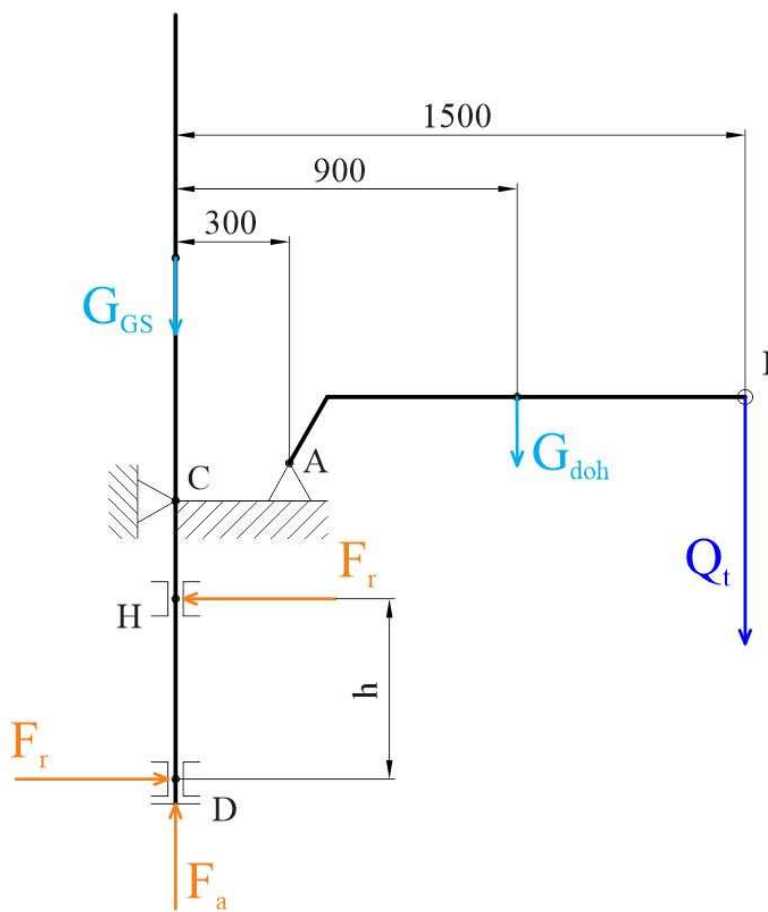
$$F_{I,Cy}^{II} = 11245,7 \text{ N}.$$

$$F_{krGS} = 289922,4 \text{ N} > F_{I,Cy}^{II} \quad (4.55)$$

Isto kao i kod maksimalnog dohvata tako ni kod minimalnog dohvata neće doći do izvijanja, što znači da odabrani profil gornjeg stupa zadovoljava.

4.4. Proračun i kontrola ležajeva

Za proračun ležajeva treba izračunati aksijalne i radijalne sile koje na njih djeluju pri maksimalnom dohvat.



Slika 25. Opterećenja na dohvatnik za izračun sila u ležajnim mjestima

Težina dohvatnika:

$$G_{doh} = A_{doh} \cdot l_{doh} \cdot g \cdot \rho = 322,5 \text{ N.} \quad (4.56)$$

Visina između dvaju ležajeva za potrebe proračuna uzima se minimalna moguća između visine dizanja čamaca i visine doka.

$$h = H_d - H = 300 \text{ mm.} \quad (4.57)$$

Radikalna sila prema [2]:

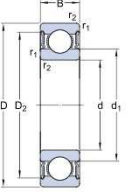
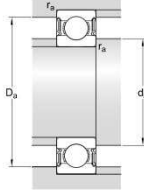
$$M_{prev} = Q_t \cdot 1500 + G_{doh} \cdot 900 = F_r \cdot h = 15005250 \text{ Nmm.} \quad (4.58)$$

$$F_r = \frac{M_{prev}}{h} = 50017,5 \text{ N.}$$

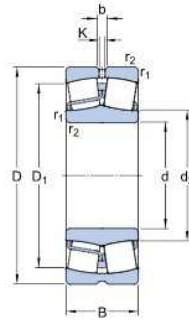
Aksijalna sila koju nosi ležaj u točki D je suma težina svih dijelova nosive konstrukcije.

$$F_a = Q_t + G_{doh} + G_{GS} = 10555,36 \text{ N.} \quad (4.59)$$

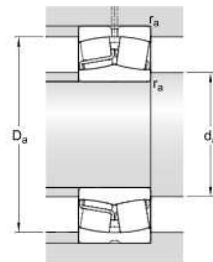
Na mjestu H je odabran ležaj 6032-2RS1, a na mjestu D 22220 E [6].

| | | | |
|---|----------------|-------|-------|
| Dimensions | | | |
|  | | | |
| d | 160 | mm | |
| D | 240 | mm | |
| B | 38 | mm | |
| d ₁ | ≈ 185.7 | mm | |
| D ₂ | ≈ 218.9 | mm | |
| r _{1,2} | min. 2.1 | mm | |
| Abutment dimensions | | | |
|  | | | |
| d _a | min. 169 | mm | |
| d _a | max. 185 | mm | |
| D _a | max. 231 | mm | |
| r _a | max. 2 | mm | |
| Calculation data | | | |
| Basic dynamic load rating | C | 143 | kN |
| Basic static load rating | C ₀ | 143 | kN |
| Fatigue load limit | P _u | 4.3 | kN |
| Limiting speed | | 1600 | r/min |
| Calculation factor | k _r | 0.025 | |
| Calculation factor | f ₀ | 15.9 | |
| Mass | | | |
| Mass bearing | | 5.32 | kg |

Slika 26. Ležaj 6032-2RS1

Dimensions

| | | |
|------------------|----------|----|
| d | 100 | mm |
| D | 180 | mm |
| B | 46 | mm |
| d ₂ | ≈ 118 | mm |
| D ₁ | ≈ 159 | mm |
| b | 8.3 | mm |
| K | 4.5 | mm |
| r _{1,2} | min. 2.1 | mm |

Abutment dimensions

| | | |
|----------------|----------|----|
| d _a | min. 112 | mm |
| D _a | max. 168 | mm |
| r _a | max. 2 | mm |

Calculation data

| | | | |
|---------------------------|----------------|------|-------|
| Basic dynamic load rating | C | 433 | kN |
| Basic static load rating | C ₀ | 490 | kN |
| Fatigue load limit | P _u | 49 | kN |
| Reference speed | | 3400 | r/min |
| Limiting speed | | 4500 | r/min |
| Calculation factor | e | 0.24 | |
| Calculation factor | Y ₁ | 2.8 | |
| Calculation factor | Y ₂ | 4.2 | |
| Calculation factor | Y ₀ | 2.8 | |

Mass

| | | |
|--------------|-----|----|
| Mass bearing | 4.9 | kg |
|--------------|-----|----|

Slika 27. Ležaj 22220 E

Odabrani ležajevi se kontroliraju preko dinamičke nosivosti C [7].

$$C_1 = P \cdot \left(\frac{60 \cdot n_m \cdot L_{10h_min}}{10^6} \right)^{1/\varepsilon} < C$$

Za kontrolu potreban je broj okretaja dohvatnika u minuti:

$$n_m = \frac{n_{ruč}}{i_{potr}} = 0,0167 \text{ min}^{-1} \quad (4.60)$$

Broj okretaja ručice:

$$n_{ruč} = \frac{v_{ruč}}{2 \cdot \pi \cdot r_{ruč}} = 1,6 \text{ s}^{-1} = 0,0267 \text{ min}^{-1} \quad (4.61)$$

Brzina ručice:

$$v_{ruč} = 1 \frac{\text{m}}{\text{s}}.$$

Polumjer ručice:

$$r_{ruč} = 0,1 \text{ m}.$$

Potreban prijenosni omjer se izračuna iz omjera momenta na ručici kojeg uzrokuje operater i momenta potrebnog za okretanje čamca.

$$i_{potr} = \frac{M_{okr}}{M_{ruč}} = \frac{2 \cdot F_{tr} \cdot R}{F_{ruč} \cdot r_{ruč}} = 1,6 \quad (4.62)$$

Sila trenja u ležajevima:

$$F_{tr} = F_r \cdot \mu = 100,04 \text{ N}.$$

Koeficijent trenja u ležajevima:

$$\mu = 0,002.$$

Radijus sile trenja u ležajevima:

$$R = 200 \text{ mm}.$$

Sila kojom operater djeluje na ručicu:

$$F_{ruč} = 250 \text{ N}.$$

Nazivni vijek trajanja u satima:

$$L_{10h_min} = 10000 \text{ h}.$$

1) 6032-2RS1

Eksponent vijeka trajanja za ležajeve s teorijskim dodirom u točki:

$$\varepsilon = 3.$$

Dinamičko ekvivalentno opterećenje jednako je radijalnoj sili:

$$P = F_r = 50017,5 \text{ N}.$$

Dinamička opterećenost ležaja:

$$C_1 = 10775,9 \text{ N} < C. \quad (4.63)$$

2) 22220 E

Eksponent vijeka trajanja za ležajeve s teorijskim dodirom u liniji:

$$\varepsilon = \frac{10}{3}.$$

Budući ovaj ležaj prenosi aksijalnu i radijalnu silu, njihov omjer je potreban za usporedbu s referentom vrijednošću $e = 0,24$.

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,21 < e \quad (4.64)$$

Iz prethodnog izraza slijedi da je dinamičko ekvivalentno opterećenje jednako radijalnoj sili:

$$P = F_r = 50017,5 \text{ N}.$$

Dinamička opterećenost ležaja:

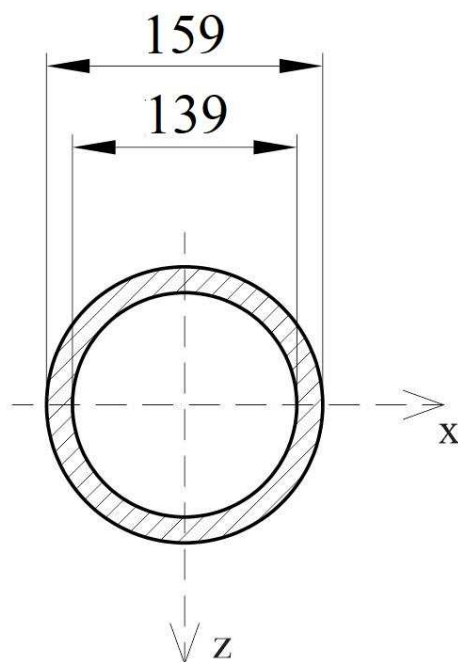
$$C_1 = 12563,8 \text{ N} < C. \quad (4.65)$$

4.5. Proračun donjeg stupa

Kontrola donjeg stupa vrši se na savijanje i izvijanje. Kod savijanja je bitno primijetiti da u točki C djeluje moment koji se pojavljuje u toj točki pri minimalnom dohvatuh dohvatnika (M_C^{II}) te za njega malo ispod točke H kontroliramo odabrani profil donjeg stupa. Aksijalna sila koja djeluje na donji ležaj dohvatnika (točka D) koristi se za kontrolu izvijanja donjeg stupa.

Materijal donjeg stupa je čelik S355J2H.

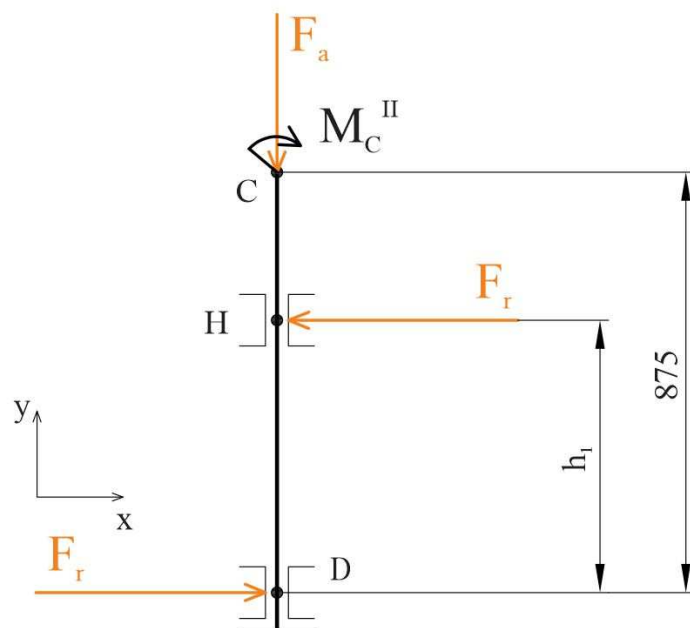
Odabrani profil donjeg stupa je bešavna cijev prema [8]:



Slika 28. Profil donjeg stupa

Geometrijske karakteristike profila:

$$\begin{aligned}
 I_{z,DS} &= \frac{\pi}{64} \cdot (D_{DS}^4 - d_{DS}^4) = 13048797,5 \text{ mm}^4 \\
 W_{z,DS} &= \frac{\pi}{32} \cdot (D_{DS}^3 - d_{DS}^3) = 130971,03 \text{ mm}^3
 \end{aligned}
 \tag{4.66}$$



Slika 29. Sile koje opterećuju donji stup

4.5.1. Kontrola na savijanje

Budući u točki D moment savijanja mora biti nula zbog statičke ravnoteže cijelog dohvatnika, potrebno je izračunati na kojoj udaljenosti je potrebno postaviti ležajeve u točkama D i H. Iz toga se dobije jednakost momenata u točki H i C.

$$M_D = 0,$$

$$M_D = M_C^{II} - F_r \cdot h_1 \quad (4.67)$$

$$h_1 = \frac{M_C^{II}}{F_r} = 547,5 \text{ mm} > h$$

Moment u točki H:

$$M_H = F_r \cdot h_1 = 27379083,7 \text{ Nmm} = M_C^{II} = M_{s,DSmax} \quad (4.68)$$

Kontrola:

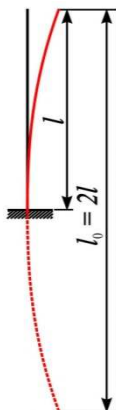
$\sigma_{dop} = 230 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ dopušteno naprezanje za čelik S355.

$$\sigma_{s,DS} = \frac{M_{s,DSmax}}{W_z^H} \leq \sigma_{dop} \quad (4.69)$$

$$\sigma_{s,DS} = 209,05 < \sigma_{dop}$$

4.5.2. Kontrola na izvijanje

$$l_{DS} = 875 \text{ mm.}$$

**Slika 30. Model izvijanja donjeg stupa**

Slobodna duljina izvijanja:

$$l_{0,DS} = 2 \cdot l_{DS} = 1750 \text{ mm} \quad (4.70)$$

Polumjer tromosti:

$$i_{DS} = \sqrt{\frac{I_{min}}{A_{DS}}} = 52,8 \text{ mm} \quad (4.71)$$

$$I_{min} = I_{z,DS}$$

$$A_{DS} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{DS}^2 - d_{DS}^2) = 4680,97 \text{ mm}^2 \quad (4.72)$$

Vitkost:

$$\lambda_{DS} = \frac{l_{0,DS}}{i_{DS}} = 33,14 \quad (4.73)$$

Granična vitkost:

$$\lambda_p = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{0,8 \cdot R_e}} = 85,43 \quad (4.74)$$

Budući je vitkost donjeg stupa manja od granične vitkosti $\lambda_{DS} < \lambda_p$ kritična sila izvijanja se računa prema Tetmajeru.

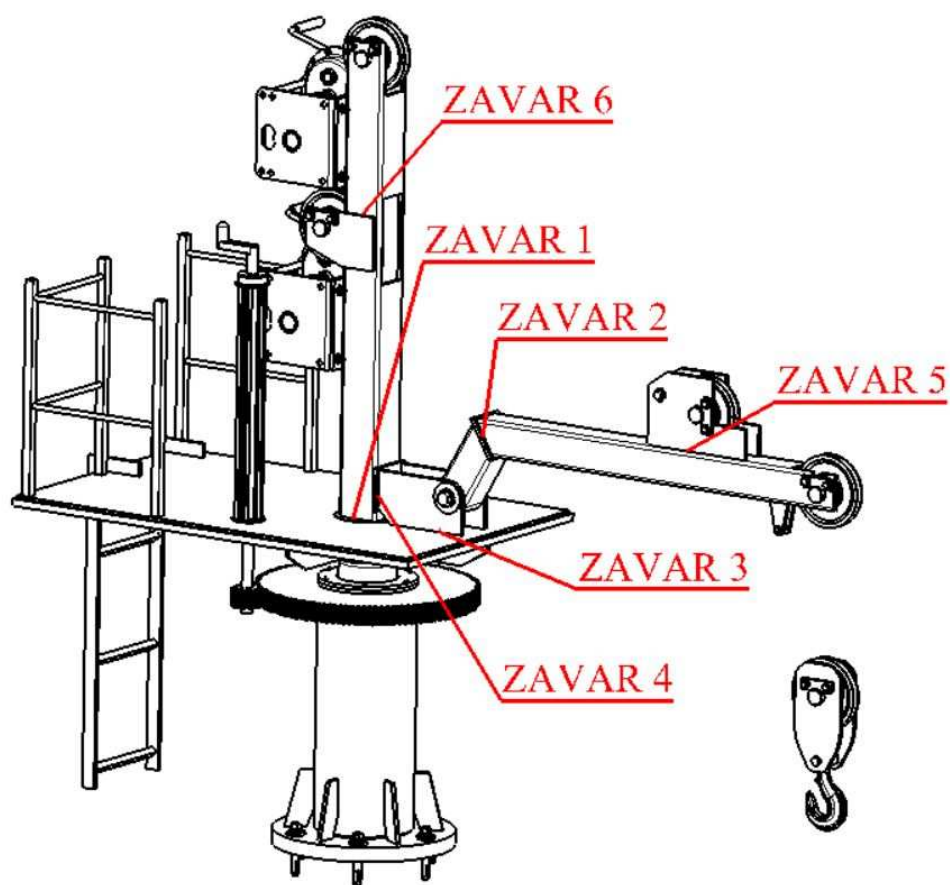
Kritično naprezanje pri neelastičnom izvijanju iznosi [5]:

$$\begin{aligned}\sigma_{kr,DS} &= 310 - 1,14 \cdot \lambda_{DS} = 272,2 \frac{N}{mm^2} \\ F_{kr,DS} &= \sigma_{kr,DS} \cdot A_{DS} = 1274160,03 \text{ N} > F_a\end{aligned}\tag{4.75}$$

Nakon kontrole na savijanje i izvijanje zaključuje se da donji stup zadovoljava.

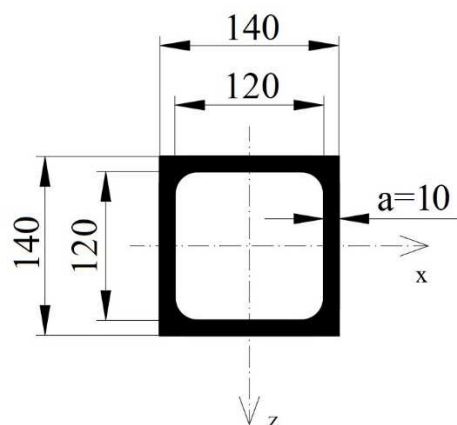
5. PRORAČUN KRITIČNIH SPOJEVA DOHVATNIKA

5.1. Zavareni spojevi



Slika 31. Mjesta kritičnih zavarenih spojeva

5.1.1. Zavar 1



Slika 32. Proračunski presjek zavora 1

Površina zavora 1:

$$A_{Z1} = 140^2 - 120^2 = 5200 \text{ mm}^2 \quad (5.1)$$

Aksijalni moment otpora površine zavora 1:

$$W_{x,Z1} = \frac{140^3}{6} - \frac{120^3}{6} = 169333,33 \text{ mm}^3 \quad (5.2)$$

1) Pri maksimalnom dohvatu

$$\begin{aligned} M_{s,Z1}^I &= M_C^I = 25475835,3 \text{ Nmm} \\ F_{t,Z1}^I &= F_{Cy}^I = 16280,54 \text{ N} \\ F_{o,Z1}^I &= F_{Cx}^I = 29401,2 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.3)$$

Naprežanja u zavaru 1:

$$\begin{aligned} \sigma_{s,Z1}^I &= \frac{M_{s,Z1}^I}{W_{x,Z1}} = 150,45 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\ \sigma_{t,Z1}^I &= \frac{F_{t,Z1}^I}{A_{Z1}} = 3,13 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\ \tau_{o,Z1}^I &= \frac{F_{o,Z1}^I}{A_{Z1}} = 5,65 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \end{aligned} \quad (5.4)$$

Ekvivalentno naprežanje zavora 1:

$$\sigma_{ekv,Z1}^I = \sqrt{(\sigma_{s,Z1}^I)^2 + (\sigma_{t,Z1}^I)^2 + 3 \cdot (\tau_{o,Z1}^I)^2} = 150,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (5.5)$$

2) Pri minimalnom dohvatu

$$\begin{aligned} M_{s,Z1}^{II} &= M_C^{II} = 27379083,8 \text{ Nmm} \\ F_{t,Z1}^{II} &= F_{Cy}^{II} = 11510,82 \text{ N} \\ F_{o,Z1}^{II} &= F_{Cx}^{II} = 31282,13 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.6)$$

Naprezanja u zavaru 1:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{s,z1}^{II} &= \frac{M_{s,z1}^{II}}{W_{x,z1}} = 161,7 \frac{N}{mm^2} \\
 \sigma_{t,z1}^{II} &= \frac{F_{t,z1}^{II}}{A_{z1}} = 2,2 \frac{N}{mm^2} \\
 \tau_{o,z1}^{II} &= \frac{F_{o,z1}^{II}}{A_{z1}} = 6,02 \frac{N}{mm^2}
 \end{aligned} \tag{5.7}$$

Ekvivalentno naprezanje zavara 1:

$$\sigma_{ekv,z1}^{II} = \sqrt{(\sigma_{s,z1}^{II^2} + \sigma_{t,z1}^{II^2}) + 3 \cdot \tau_{o,z1}^{II^2}} = 162,05 \frac{N}{mm^2} = \sigma_{max,z1} \tag{5.8}$$

Provjera se vrši prema [9]:

Omjer graničnih naprezanja:

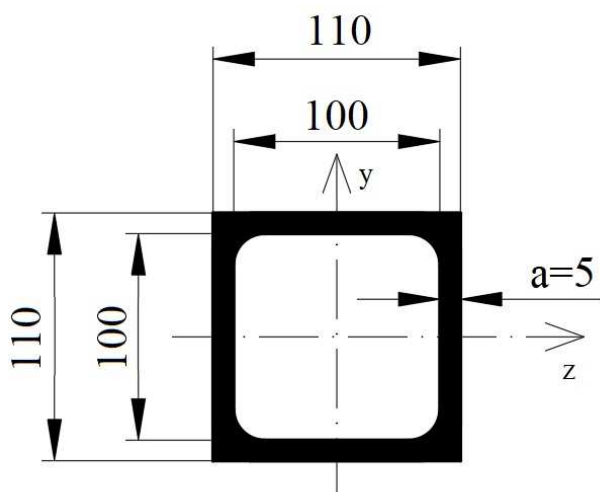
$$r_1 = \frac{\sigma_{ekv,z1}^I}{\sigma_{ekv,z1}^{II}} = 0,93 \tag{5.9}$$

Iz toga je vidljivo da je $0 < r_1 < 1$ što znači da je zavar napregnut u području istosmjernog promjenjivog naprezanja.

Dopušteno naprezanje zavara 1:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{z1,dop} &= \frac{\sigma_{Dv(0)dop}}{1 - \left(1 - \frac{\sigma_{Dv(0)dop}}{0,75 \cdot R_m}\right) \cdot r_1} \\
 R_m &= 500 \frac{N}{mm^2} \\
 \sigma_{Dv(0)dop} &= \frac{5}{3} \cdot \sigma_{Dv(-1)dop} = \frac{5}{3} \cdot 230 = 383,33 \frac{N}{mm^2} \\
 \sigma_{z1,dop} &= 375,6 \frac{N}{mm^2} > \sigma_{max,z1}
 \end{aligned} \tag{5.10}$$

Zavar 1 zadovoljava.

5.1.2. Zavar 2**Slika 33. Proračunski presjek zavora 2**

Aksijalni moment otpora površine zavora 2:

$$W_{z,Z2} = \frac{110^3}{6} - \frac{100^3}{6} = 55166,67 \text{ mm}^3 \quad (5.11)$$

1) Pri maksimalnom dohvat

$$M_{s,Z2}^I = M_E^I = 4809666 \text{ Nmm} \quad (5.12)$$

Naprezanje na savijanje u zavaru 2:

$$\sigma_{s,Z2}^I = \frac{M_{s,Z2}^I}{W_{z,Z2}} = 87,18 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = \sigma_{ekv,Z2}^I = \sigma_{max,Z2} \quad (5.13)$$

2) Pri minimalnom dohvat

$$M_{s,Z2}^{II} = M_E^{II} = 4448200 \text{ Nmm} \quad (5.14)$$

Naprezanje na savijanje u zavaru 2:

$$\sigma_{s,Z2}^{II} = \frac{M_{s,Z2}^{II}}{W_{z,Z2}} = 80,63 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = \sigma_{ekv,Z2}^{II} \quad (5.15)$$

Omjer graničnih naprezanja:

$$r_2 = \frac{\sigma_{ekv,Z2}^{II}}{\sigma_{ekv,Z2}^I} = 0,925 \quad (5.16)$$

Iz toga je vidljivo da je $0 < r_2 < 1$ što znači da je zavar napregnut u području istosmjernog promjenjivog naprezanja.

Dopušteno naprezanje zavara 2:

$$\sigma_{Z2,dop} = \frac{\sigma_{Dv(0)dop}}{1 - \left(1 - \frac{\sigma_{Dv(0)dop}}{0,75 \cdot R_m}\right) \cdot r_2}$$

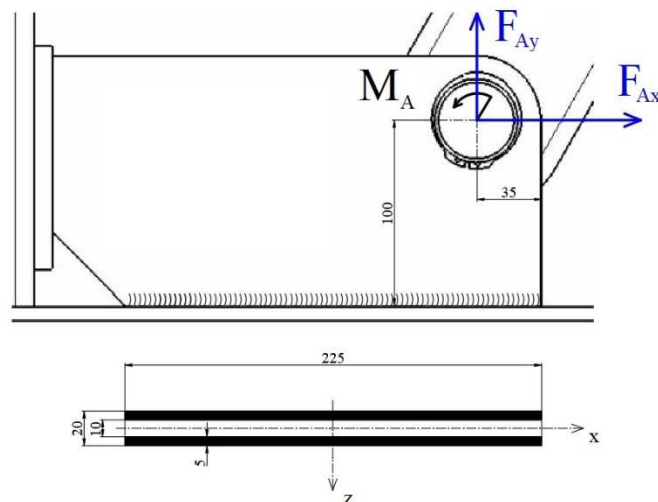
$$R_m = 500 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{Dv(0)dop} = \frac{5}{3} \cdot \sigma_{Dv(-1)dop} = \frac{5}{3} \cdot 230 = 383,33 \frac{N}{mm^2} \quad (5.17)$$

$$\sigma_{Z3,dop} = 375,6 \frac{N}{mm^2} > \sigma_{max,Z2}$$

Zavar 2 zadovoljava.

5.1.3. Zavar 3



Slika 34. Proračunski presjek i sile koje djeluju na zavar 3

Površina zavora 3:

$$A_{Z3} = 225 \cdot 20 - 225 \cdot 10 = 2250 \text{ mm}^2 \quad (5.18)$$

Aksijalni moment otpora površine zavora 3:

$$W_{z,Z3} = \frac{20 \cdot 225^2}{6} - \frac{10 \cdot 225^2}{6} = 84375 \text{ mm}^3 \quad (5.19)$$

1) Pri maksimalnom dohvat

$$M_{s,Z3}^I = \frac{M_A^I}{2} - \frac{F_{Ax}^I}{2} \cdot 100 + \frac{F_{Ay}^I}{2} \cdot 77,5 = 1044342,5 \text{ Nmm}$$

$$F_{v,Z3}^I = \frac{F_{Ay}^I}{2} = 1413,8 \text{ N} \quad (5.20)$$

$$F_{o,Z3}^I = \frac{F_{Ax}^I}{2} = 14700,6 \text{ N}$$

Naprezanja u zavaru 3:

$$\sigma_{s,Z3}^I = \frac{M_{s,Z3}^I}{W_{z,Z3}} = 12,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{v,Z3}^I = \frac{F_{v,Z3}^I}{A_{Z3}} = 0,63 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (5.21)$$

$$\tau_{o,Z3}^I = \frac{F_{o,Z3}^I}{A_{Z3}} = 6,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Ekvivalentno naprezanje zavora 3:

$$\sigma_{ekv,Z3}^I = \sqrt{(\sigma_{s,Z3}^I)^2 + (\sigma_{v,Z3}^I)^2 + 3 \cdot (\tau_{o,Z3}^I)^2} = 16,76 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = \sigma_{\max,Z3} \quad (5.22)$$

2) Pri minimalnom dohvatu

$$\begin{aligned}
 M_{s,Z3}^{II} &= \frac{M_A^{II}}{2} - \frac{F_{Ax}^{II}}{2} \cdot 100 + \frac{F_{Ay}^I}{2} \cdot 77,5 = 1011716,75 \text{ Nmm} \\
 F_{v,Z3}^{II} &= \frac{F_{Ay}^{II}}{2} = 3627,7 \text{ N} \\
 F_{o,Z3}^{II} &= \frac{F_{Ax}^{II}}{2} = 14935,3 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{5.23}$$

Naprezanja u zavaru 3:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{s,Z3}^{II} &= \frac{M_{s,Z3}^{II}}{W_{z,Z3}} = 12 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\
 \sigma_{v,Z3}^{II} &= \frac{F_{v,Z3}^{II}}{A_{Z3}} = 1,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\
 \tau_{o,Z3}^{II} &= \frac{F_{o,Z3}^{II}}{A_{Z3}} = 6,64 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}
 \end{aligned} \tag{5.24}$$

Ekvivalentno naprezanje zavara 3:

$$\sigma_{ekv,Z3}^{II} = \sqrt{(\sigma_{s,Z3}^{II^2} + \sigma_{v,Z3}^{II^2}) + 3 \cdot \tau_{o,Z3}^{II^2}} = 16,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \tag{5.25}$$

Omjer graničnih naprezanja:

$$r_3 = \frac{\sigma_{ekv,Z3}^{II}}{\sigma_{ekv,Z3}^I} = 0,9964 \tag{5.26}$$

Iz toga je vidljivo da je $0 < r_3 < 1$ što znači da je zavar napregnut u području istosmjernog promjenjivog naprezanja.

Dopušteno naprezanje zavar 3:

$$\sigma_{Z3,dop} = \frac{\sigma_{Dv(0)dop}}{1 - \left(1 - \frac{\sigma_{Dv(0)dop}}{0,75 \cdot R_m}\right) \cdot r_3}$$

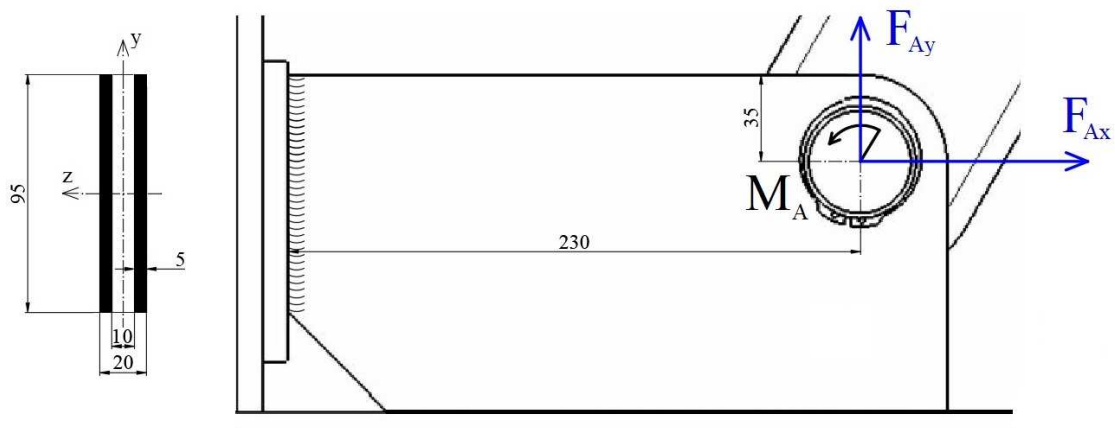
$$R_m = 500 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{Dv(0)dop} = \frac{5}{3} \cdot \sigma_{Dv(-1)dop} = \frac{5}{3} \cdot 230 = 383,33 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{Z3,dop} = 375 \frac{N}{mm^2} > \sigma_{max,Z3}$$
(5.27)

Zavar 3 zadovoljava.

5.1.4. Zavar 4



Slika 35. Proračunski presjek i sile koje djeluju na zavar 4

Površina zavar 4:

$$A_{Z4} = 95 \cdot 20 - 95 \cdot 10 = 950 \text{ mm}^2$$
(5.28)

Aksijalni moment otpora površine zavar 4:

$$W_{z,Z4} = \frac{20 \cdot 95^2}{6} - \frac{10 \cdot 95^2}{6} = 15041,67 \text{ mm}^3$$
(5.29)

1) Pri maksimalnom dohvat

$$\begin{aligned}
 M_{s,Z4}^I &= \frac{M_A^I}{2} - \frac{F_{Ax}^I}{2} \cdot 12,5 + \frac{F_{Ay}^I}{2} \cdot 230 = 2546249,5 \text{ Nmm} \\
 F_{v,Z4}^I &= \frac{F_{Ax}^I}{2} = 14700,6 \text{ N} \\
 F_{o,Z4}^I &= \frac{F_{Ay}^I}{2} = 1413,8 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{5.30}$$

Naprezanja u zavaru 4:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{s,Z4}^I &= \frac{M_{s,Z4}^I}{W_{z,Z4}} = 169,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\
 \sigma_{v,Z4}^I &= \frac{F_{v,Z4}^I}{A_{Z4}} = 15,47 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\
 \tau_{o,Z4}^I &= \frac{F_{o,Z4}^I}{A_{Z4}} = 1,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}
 \end{aligned} \tag{5.31}$$

Ekvivalentno naprezanje zavora 4:

$$\sigma_{ekv,Z4}^I = \sqrt{(\sigma_{s,Z4}^I)^2 + (\sigma_{v,Z4}^I)^2 + 3 \cdot (\tau_{o,Z4}^I)^2} = 170 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \tag{5.32}$$

2) Pri minimalnom dohvat

$$\begin{aligned}
 M_{s,Z4}^{II} &= \frac{M_A^{II}}{2} - \frac{F_{Ax}^{II}}{2} \cdot 12,5 + \frac{F_{Ay}^{II}}{2} \cdot 230 = 2871779,75 \text{ Nmm} \\
 F_{v,Z4}^{II} &= \frac{F_{Ax}^{II}}{2} = 14935,3 \text{ N} \\
 F_{o,Z4}^{II} &= \frac{F_{Ay}^{II}}{2} = 3627,7 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{5.33}$$

Naprezanja u zavaru 4:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{s,Z4}^{II} &= \frac{M_{s,Z4}^{II}}{W_{z,Z4}} = 190,9 \frac{N}{mm^2} \\
 \sigma_{v,Z4}^{II} &= \frac{F_{v,Z4}^{II}}{A_{Z4}} = 15,72 \frac{N}{mm^2} \\
 \tau_{o,Z4}^{II} &= \frac{F_{o,Z4}^{II}}{A_{Z4}} = 3,82 \frac{N}{mm^2}
 \end{aligned} \tag{5.34}$$

Ekvivalentno naprezanje zavaru 4:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{ekv,Z4}^{II} &= \sqrt{(\sigma_{s,Z4}^{II^2} + \sigma_{v,Z4}^{II^2}) + 3 \cdot \tau_{o,Z4}^{II^2}} = 191,7 \frac{N}{mm^2} \\
 &= \sigma_{max,Z4}
 \end{aligned} \tag{5.35}$$

Omjer graničnih naprezanja:

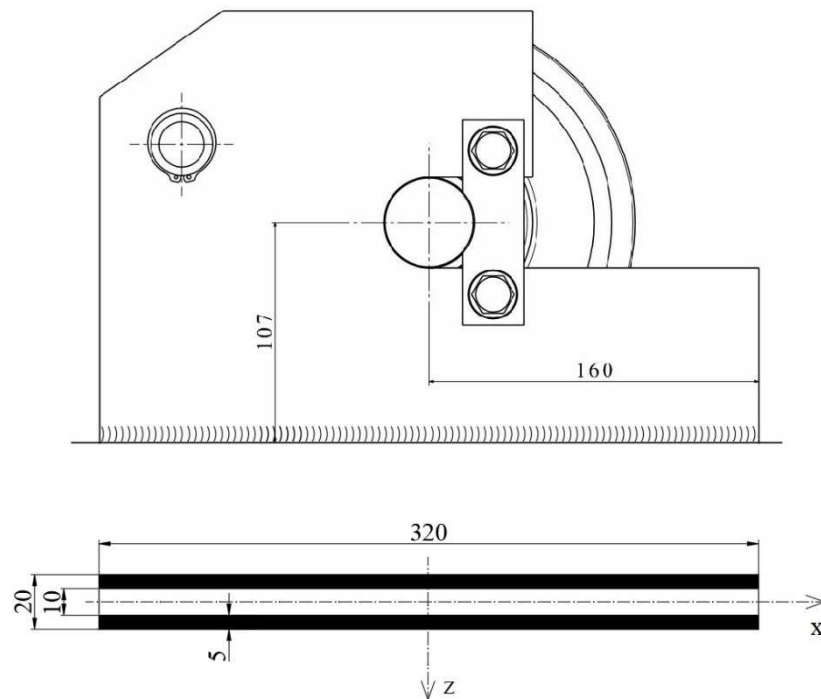
$$r_4 = \frac{\sigma_{ekv,Z4}^I}{\sigma_{ekv,Z4}^{II}} = 0,89 \tag{5.36}$$

Iz toga je vidljivo da je $0 < r_4 < 1$ što znači da je zavar napregnut u području istosmjernog promjenjivog naprezanja.

Dopušteno naprezanje zavaru 4:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{Z4,dop} &= \frac{\sigma_{Dv(0)dop}}{1 - \left(1 - \frac{\sigma_{Dv(0)dop}}{0,75 \cdot R_m}\right) \cdot r_4} \\
 R_m &= 500 \frac{N}{mm^2} \\
 \sigma_{Dv(0)dop} &= \frac{5}{3} \cdot \sigma_{Dv(-1)dop} = \frac{5}{3} \cdot 230 = 383,33 \frac{N}{mm^2} \\
 \sigma_{Z4,dop} &= 375,9 \frac{N}{mm^2} > \sigma_{max,Z4}
 \end{aligned} \tag{5.37}$$

Zavar 4 zadovoljava.

5.1.5. Zavar 5**Slika 36. Proračunski presjek zavara 5**

Površina zavara 5:

$$A_{Z5} = 320 \cdot 20 - 320 \cdot 10 = 3200 \text{ mm}^2 \quad (5.38)$$

Aksijalni moment otpora površine zavara 5:

$$W_{z,Z5} = \frac{20 \cdot 320^2}{6} - \frac{10 \cdot 320^2}{6} = 170666,67 \text{ mm}^3 \quad (5.39)$$

1) Pri maksimalnom dohvatu

$$M_{s,Z5}^I = \frac{F_{PD}}{2} \cdot \cos \beta^I \cdot 107 = 1355078,3 \text{ Nmm}$$

$$F_{v,Z5}^I = \frac{F_{PD}}{2} \cdot \sin \beta^I = 6773,5 \text{ N} \quad (5.40)$$

$$F_{o,Z5}^I = \frac{F_{PD}}{2} \cdot \cos \beta^I = 12664,3 \text{ N}$$

Naprezanja u zavaru 5:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{s,Z5}^I &= \frac{M_{s,Z5}^I}{W_{z,Z5}} = 7,94 \frac{N}{mm^2} \\
 \sigma_{v,Z5}^I &= \frac{F_{v,Z5}^I}{A_{Z5}} = 2,12 \frac{N}{mm^2} \\
 \tau_{o,Z5}^I &= \frac{F_{o,Z5}^I}{A_{Z5}} = 3,96 \frac{N}{mm^2}
 \end{aligned} \tag{5.41}$$

Ekvivalentno naprezanje zavaru 5:

$$\sigma_{ekv,Z5}^I = \sqrt{(\sigma_{s,Z5}^I)^2 + (\sigma_{v,Z5}^I)^2 + 3 \cdot (\tau_{o,Z5}^I)^2} = 10,7 \frac{N}{mm^2} = \sigma_{max,Z5} \tag{5.42}$$

2) Pri minimalnom dohvat

$$\begin{aligned}
 M_{s,Z5}^{II} &= \frac{F_{PD}}{2} \cdot \cos \beta^{II} \cdot 107 = 1011415,3 \text{ Nmm} \\
 F_{v,Z5}^{II} &= \frac{F_{PD}}{2} \cdot \sin \beta^{II} = 10812,7 \text{ N} \\
 F_{o,Z5}^{II} &= \frac{F_{PD}}{2} \cdot \cos \beta^{II} = 9452,5 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{5.43}$$

Naprezanja u zavaru 5:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{s,Z5}^{II} &= \frac{M_{s,Z5}^{II}}{W_{z,Z5}} = 5,93 \frac{N}{mm^2} \\
 \sigma_{v,Z5}^{II} &= \frac{F_{v,Z5}^{II}}{A_{Z5}} = 3,38 \frac{N}{mm^2} \\
 \tau_{o,Z5}^{II} &= \frac{F_{o,Z5}^{II}}{A_{Z5}} = 2,95 \frac{N}{mm^2}
 \end{aligned} \tag{5.44}$$

Ekvivalentno naprezanje zavaru 5:

$$\sigma_{ekv,Z5}^{II} = \sqrt{(\sigma_{s,Z5}^{II})^2 + (\sigma_{v,Z5}^{II})^2 + 3 \cdot (\tau_{o,Z5}^{II})^2} = 8,53 \frac{N}{mm^2} \tag{5.45}$$

Omjer graničnih naprezanja:

$$r_5 = \frac{\sigma_{ekv,Z5}^{II}}{\sigma_{ekv,Z5}^I} = 0,8 \quad (5.46)$$

Iz toga je vidljivo da je $0 < r_5 < 1$ što znači da je zavar napregnut u području istosmjernog promjenjivog naprezanja.

Dopušteno naprezanje zavara 5:

$$\sigma_{Z5,dop} = \frac{\sigma_{Dv(0)dop}}{1 - \left(1 - \frac{\sigma_{Dv(0)dop}}{0,75 \cdot R_m}\right) \cdot r_5}$$

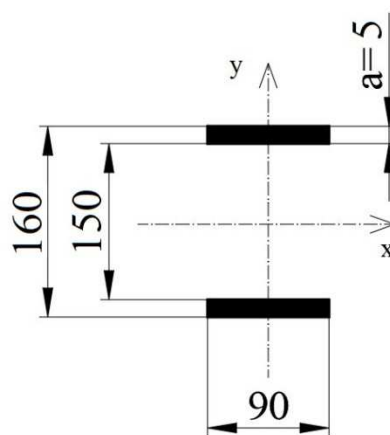
$$R_m = 500 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{Dv(0)dop} = \frac{5}{3} \cdot \sigma_{Dv(-1)dop} = \frac{5}{3} \cdot 230 = 383,33 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{Z5,dop} = 376,6 \frac{N}{mm^2} > \sigma_{max,Z5}$$
(5.47)

Zavar 5 zadovoljava.

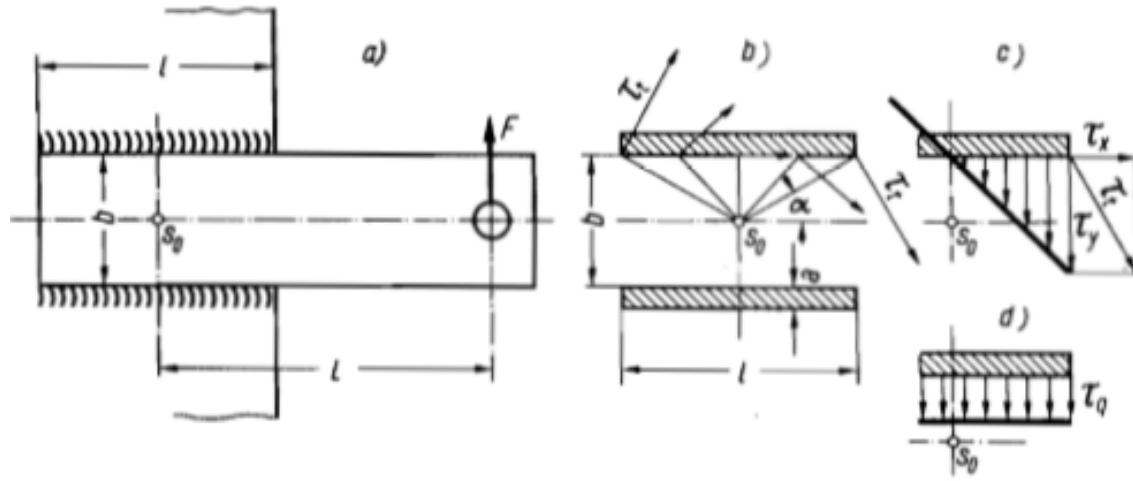
5.1.6. Zavar 6



Slika 37. Proračunski presjek zavara 6

Površina zavora 6:

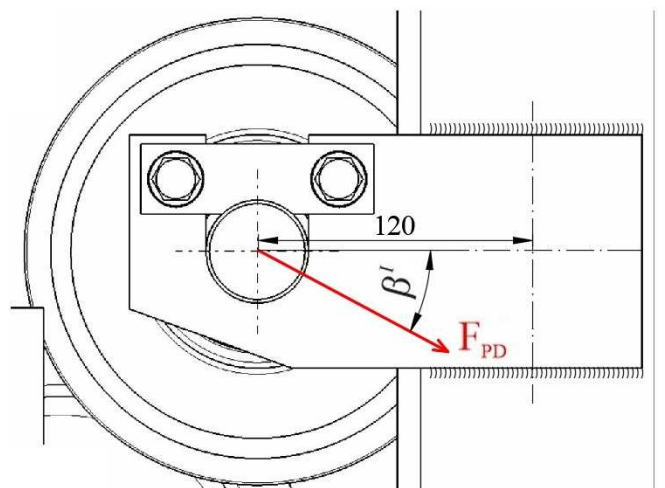
$$A_{Z6} = 170 \cdot 90 - 150 \cdot 90 = 1800 \text{ mm}^2 \quad (5.48)$$



Slika 38. Torzijski opterećen spoj zavaren kutnim zavarima

$$\alpha_\tau = \tan^{-1} \frac{75}{45} = 59,04^\circ \quad (5.49)$$

1) Pri maksimalnom dohvatu



Slika 39. Sila koja opterećuje zavar 6 pri maksimalnom dohvat dohvatnika

$$F_{o,Z6}^I = \frac{F_{PD}}{2} \cdot \cos \beta^I = 12664,3 \text{ N}$$

$$F_{tor,Z6}^I = \frac{F_{PD}}{2} \cdot \sin \beta^I = 6773,5 \text{ N}$$
(5.50)

Naprezanja u zavaru 6:

$$\tau_{q,Z6}^I = \frac{F_{o,Z6}^I}{A_{Z6}} = 7,04 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

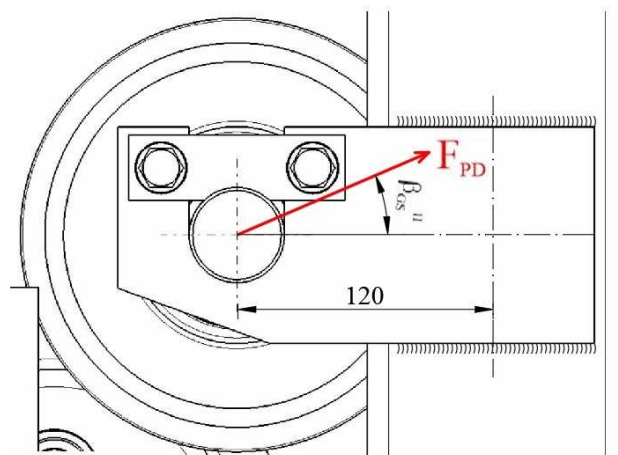
$$\tau_{tor,Z6}^I = \frac{F_{tor,Z6}^I \cdot 120}{5 \cdot 90 \left(\frac{90}{3} \cdot \cos \alpha_\tau + 150 \cdot \sin \alpha_\tau \right)} = 12,54 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$
(5.51)

$$\tau_{o,Z6}^I = \sqrt{(\tau_{tor,Z6}^I \cdot \cos \alpha_\tau + \tau_{q,Z6}^I)^2 + (\tau_{tor,Z6}^I \cdot \sin \alpha_\tau)^2} = 17,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Ekvivalentno naprezanje zavora 6:

$$\sigma_{ekv,Z6}^I = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau_{o,Z6}^I{}^2} = 29,96 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = \sigma_{max,Z6}$$
(5.52)

2) Pri minimalnom dohvat



Slika 40. Sila koja opterećuje zavar 6 pri minimalnom dohvatuh dohvatnika

$$\begin{aligned}
 F_{o,z6}^{II} &= \frac{F_{PD}}{2} \cdot \cos \beta_{GS}^{II} = 13189,6 \text{ N} \\
 F_{tor,z6}^{II} &= \frac{F_{PD}}{2} \cdot \sin \beta_{GS}^{II} = 5683,1 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{5.53}$$

Naprezanja u zavaru 6:

$$\begin{aligned}
 \tau_{q,z6}^{II} &= \frac{F_{o,z6}^{II}}{A_{Z6}} = 7,33 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\
 \tau_{tor,z6}^{II} &= \frac{F_{tor,z6}^{II} \cdot 120}{5 \cdot 90 \left(\frac{90}{3} \cdot \cos \alpha_\tau + 150 \cdot \sin \alpha_\tau \right)} = 10,52 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\
 \tau_{o,z6}^{II} &= \sqrt{(\tau_{tor,z6}^{II} \cdot \cos \alpha_\tau + \tau_{q,z6}^{II})^2 + (\tau_{tor,z6}^{II} \cdot \sin \alpha_\tau)^2} \\
 &= 15,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}
 \end{aligned}
 \tag{5.54}$$

Ekvivalentno naprezanje zavara 6:

$$\sigma_{ekv,z6}^{II} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau_{o,z6}^{II2}} = 27,02 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}
 \tag{5.55}$$

Omjer graničnih naprezanja:

$$r_6 = \frac{\sigma_{ekv,z6}^{II}}{\sigma_{ekv,z6}^I} = 0,9
 \tag{5.56}$$

Iz toga je vidljivo da je $0 < r_6 < 1$ što znači da je zavar napregnut u području istosmjernog promjenjivog naprezanja.

Dopušteno naprezanje zavora 6:

$$\sigma_{Z6,dop} = \frac{\sigma_{Dv(0)dop}}{1 - \left(1 - \frac{\sigma_{Dv(0)dop}}{0,75 \cdot R_m}\right) \cdot r_6}$$

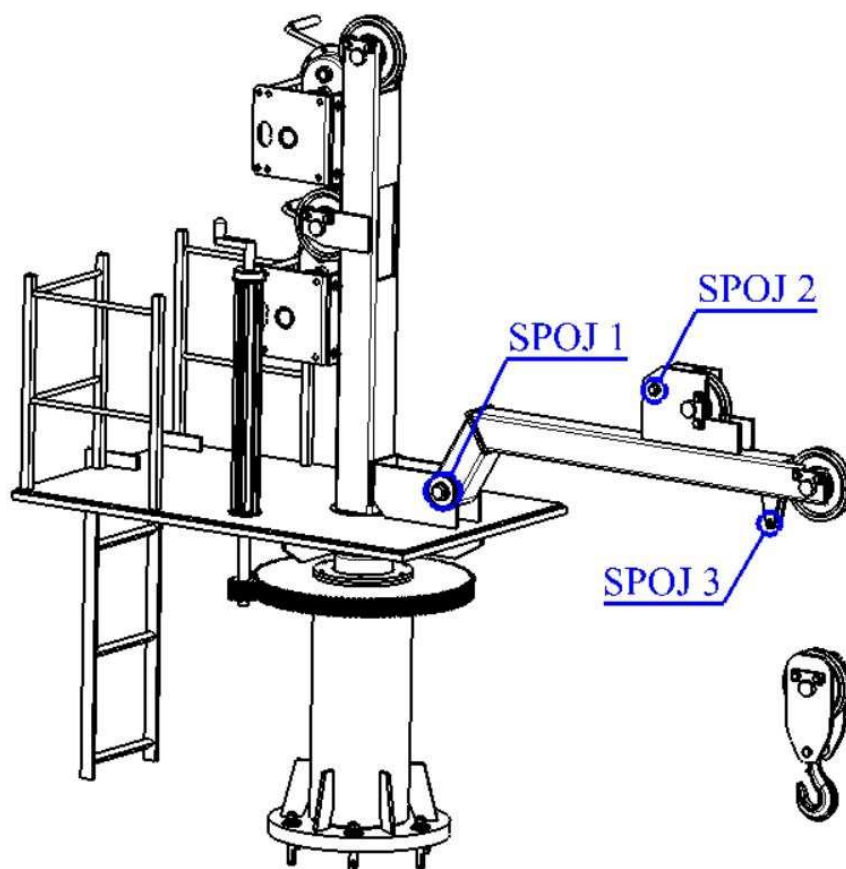
$$R_m = 500 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{Dv(0)dop} = \frac{5}{3} \cdot \sigma_{Dv(-1)dop} = \frac{5}{3} \cdot 230 = 383,33 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{Z6,dop} = 375,8 \frac{N}{mm^2} > \sigma_{max,Z6}$$
(5.57)

Zavar 6 zadovoljava.

5.2. Spojevi svornjakom



Slika 41. Mjesta kritičnih spojeva svornjakom

Savijanje u spoju 1:

$$M_{s,S1max} = \frac{F_{S1}}{2} \cdot 55 = 845325,8 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{s,S1} = \frac{M_{s,S1max}}{W_{S1}} = \frac{M_{s,S1max}}{0,1 \cdot d_{S1}^3} = 92,77 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{s,S1dop} = 96 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (5.61)$$

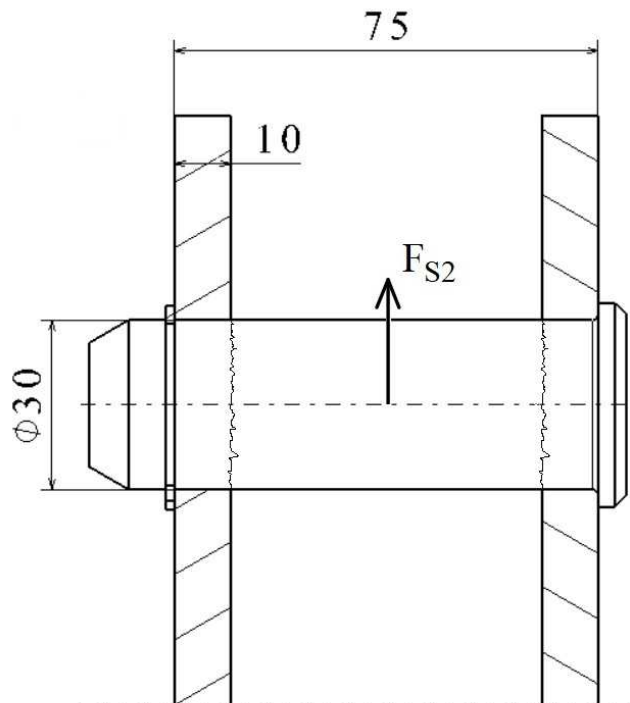
Smik u spoju 1:

$$F_{o,S1} = \frac{F_{S1}}{2} = 15369,56 \text{ N}$$

$$\tau_{o,S1} = \frac{F_{o,S1}}{A_{S1}} = \frac{F_{o,S1}}{\frac{\pi \cdot d_{S1}^2}{4}} = 9,66 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \tau_{o,S1dop} = 64 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (5.62)$$

Svornjak 1 zadovoljava.

5.2.2. Spoj 2



Slika 43. Opterećenje svornjaka 2

Svornjak je izrađen iz čelika E335.

Opterećenje u svornjaku 2:

$$F_{S2} = \frac{F_{PD}}{3} = 9574,6 \text{ N} \quad (5.63)$$

Tlak u spoju 2:

$$p_{S2} = \frac{F_{S2}}{2 \cdot 10 \cdot d_{S2}} = 15,96 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < p_{S2dop} = 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (5.64)$$

Savijanje u spoju 2:

$$M_{s,S2max} = \frac{F_{S2}}{2} \cdot 42,5 = 203460,25 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{s,S2} = \frac{M_{s,S2max}}{W_{S2}} = \frac{M_{s,S2max}}{0,1 \cdot d_{S2}^3} = 75,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{s,S2dop} = 96 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (5.65)$$

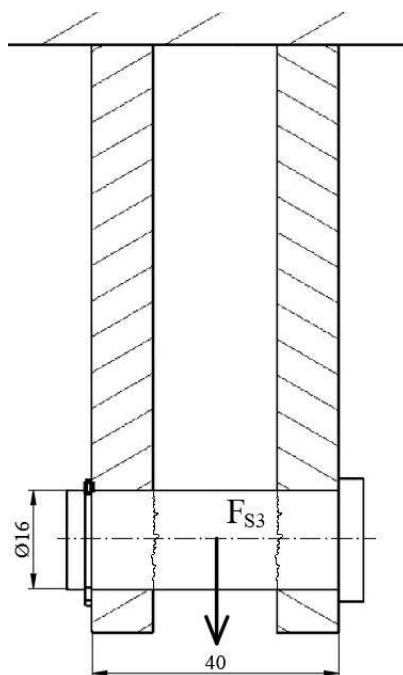
Smik u spoju 2:

$$F_{o,S2} = \frac{F_{S2}}{2} = 4787,3 \text{ N}$$

$$\tau_{o,S2} = \frac{F_{o,S2}}{A_{S2}} = \frac{F_{o,S2}}{\frac{\pi \cdot d_{S2}^2}{4}} = 6,77 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \tau_{o,S2dop} = 64 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (5.66)$$

Svornjak 2 zadovoljava.

5.2.3. Spoj 3



Slika 44. Opterećenje na svornjaku 3

Svornjak je izrađen iz čelika E335.

Opterećenje u svornjaku 3:

$$F_{S3} = \frac{Q_t}{2} = 4905 \text{ N} \quad (5.67)$$

Tlak u spoju 3:

$$p_{S3} = \frac{F_{S3}}{2 \cdot 10 \cdot d_{S3}} = 15,96 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < p_{S3dop} = 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (5.68)$$

Savijanje u spoju 3:

$$M_{s,S3max} = \frac{F_{S3}}{2} \cdot 15 = 36787,5 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{s,S3} = \frac{M_{s,S3max}}{W_{S3}} = \frac{M_{s,S3max}}{0,1 \cdot d_{S3}^3} = 89,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{s,S3dop} = 96 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (5.69)$$

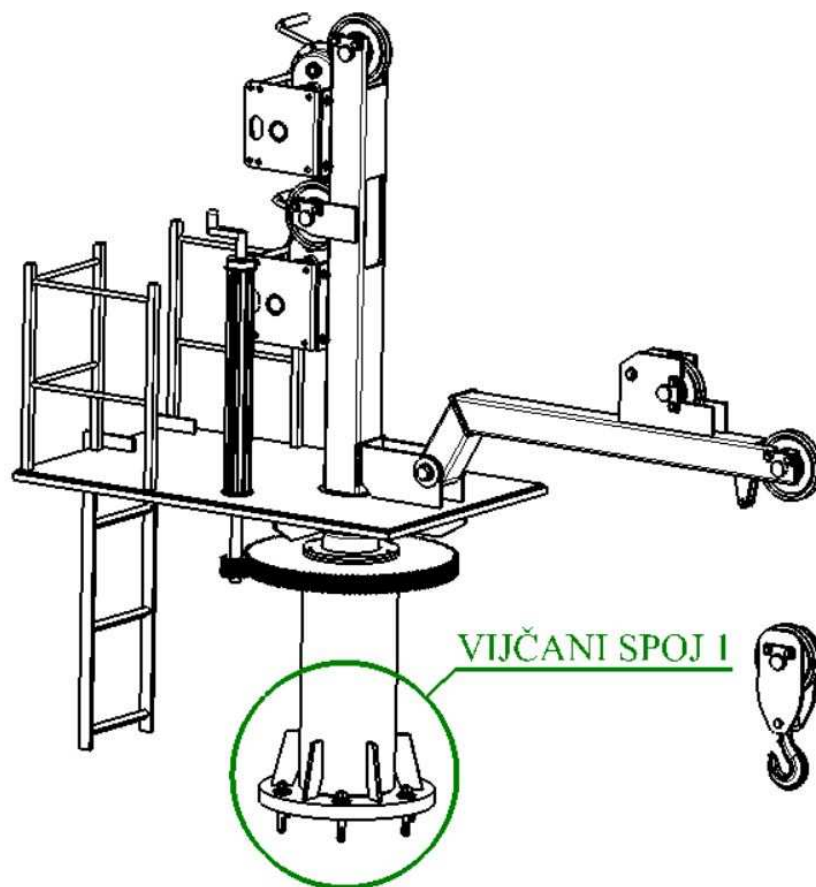
Smik u spoju 3:

$$F_{o,S3} = \frac{F_{S2}}{2} = 2452,5 \text{ N}$$

$$\tau_{o,S3} = \frac{F_{o,S3}}{A_{S3}} = \frac{F_{o,S3}}{\frac{\pi \cdot d_{S3}^2}{4}} = 12,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \tau_{o,S2dop} = 64 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (5.70)$$

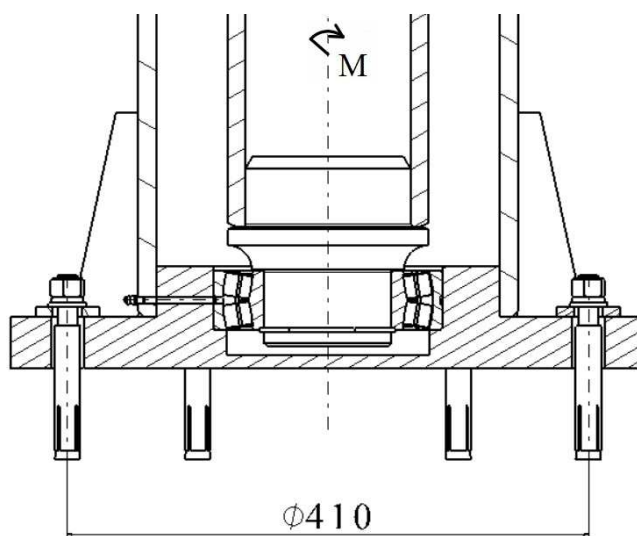
Svornjak 3 zadovoljava.

5.3. Vijčani spojevi



Slika 45. Mjesto vijčanog spoja dohvatnika

5.3.1. Vijčani spoj 1



Slika 46. Presjek na mjestu vijčanog spoja 1

Odabrani su sidreni vijci M16 izrađeni iz čelika kvalitete 10.9. [5].

Površina jezgre vijka:

$$A_j = 144 \text{ mm}^2$$

Granica razvlačenja:

$$R_e = 900 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Sila u sidrenim vijcima:

$$F_{SV} = \frac{\frac{M_{prev}}{2}}{\frac{410}{2}} = 36598,17 \text{ N} \quad (5.71)$$

Naprezanje na vlak/tlak:

$$\sigma_{SV} = \frac{F_{SV}}{A_j} = 254,15 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{SVdop} = \frac{R_e}{3} = 300 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (5.72)$$

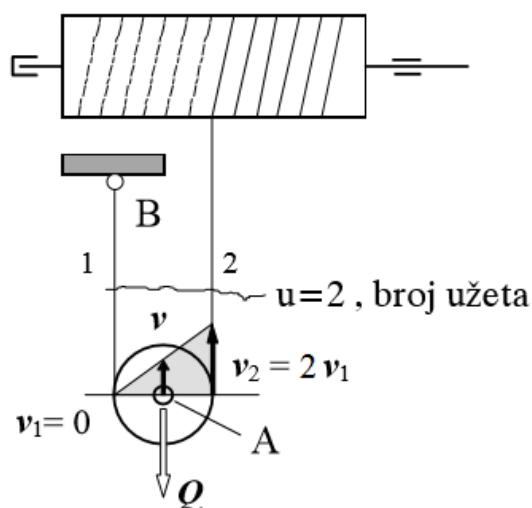
Sidreni vijci vijčanog spoja 1 zadovoljavaju.

6. MEHANIZAM ZA PRIHVAT I DIZANJE ČAMACA

6.1. Izbor koloturnika

Odabrani prijenosni omjer običnog faktorskog koloturnika prema [3]:

$$i_{kol}^Q = \frac{u}{u_B} = \frac{2}{1} = 2 \quad (6.1)$$



Slika 47. Običan faktorski koloturnik prijenosnog omjera $i_{kol}^Q = 2$

Stupanj djelovanja koloturnika:

$$\eta_{kol}^Q = \frac{1}{i_{kol}^Q} \cdot \frac{1 - \eta_0^{i_{kol}^Q}}{1 - \eta_0} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1 - 0,98^2}{1 - 0,98} = 0,99 \quad (6.2)$$

Iskoristivost jedne užnice (za valjne ležajeve):

$$\eta_0 = 0,98$$

6.2. Odabir ručnog vitla

Ručno vitlo mora imati nosivost najmanje 500 kg (sila u užetu je 4905 N). Pokreće se ručnom silom koja nije veća od 250 N.

Odabrano je ručno vitlo proizvođača Gebuwin, model: TL 1000 [11].

Namata se užetom promjera 8 mm.



Slika 48. Ručno vitlo TL 1000

| | |
|---|---------|
| Kapacitet prvog sloja kabla | 1000 kg |
| Kapacitet zadnjeg sloja kabla | 614 kg |
| Potrebna sila na ručici | 110 N |
| Duljina dizanja prilikom jednog okreta ručice | 20 mm |
| Duljina kabla | 33 m |
| Promjer kabla | 8 mm |
| Minimalna sila kočenja | 34 kN |
| Težina | 27 kg |

Tablica 2. Specifikacije vitla

6.3. Kontrola užeta

Maksimalna sila u užetu koja se namata na bubanj vitla:

$$F_{Užmax} = \frac{Q_t}{i_{kol}^Q \cdot \eta_{kol}^Q} = \frac{9810}{2 \cdot 0,99} = 4955 \text{ N} \quad (6.3)$$

Proračun se provodi na temelju računske lomne sile F_L :

$$F_L = A_{Už} \cdot R_m = f \cdot \frac{d_{Už}^2 \pi}{4} \cdot R_m$$

Računska sila loma treba biti:

$$F_L \geq S \cdot F_{u\dot{z}max} = 3,55 \cdot 4955 = 17590,25 \text{ N} \quad (6.4)$$

Minimalan faktor sigurnosti za pogonsku grupu 1B_m [3]:

$$S = 3,55$$

Lomna čvrstoća žice [3]:

$$R_m = 1570 \text{ N/mm}^2$$

Uže je normalno pleteno 6 x 19 (DIN 3060) [3].

Faktor ispune užeta:

$$f = 0,455$$

Proračunati promjer užeta:

$$d_{u\dot{z}} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_L}{f \cdot \pi \cdot R_m}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 17590,25}{0,455 \cdot \pi \cdot 1570}} = 5,6 \text{ mm} \quad (6.5)$$

Oznaka užeta:

Uže 8 HRN C.H1.072-VJ-cv 1570 sZ-nrp

6.4. Dimenzioniranje i izbor kuke

Potrebni broj kuke:

$$HN = \frac{Q [t] \cdot g}{R_e} \cdot v_n = \frac{1 \cdot 9,81}{23,5} \cdot 1,25 = 0,52 \quad (6.6)$$

Granica razvlačenja za odabrani materijal M [3]:

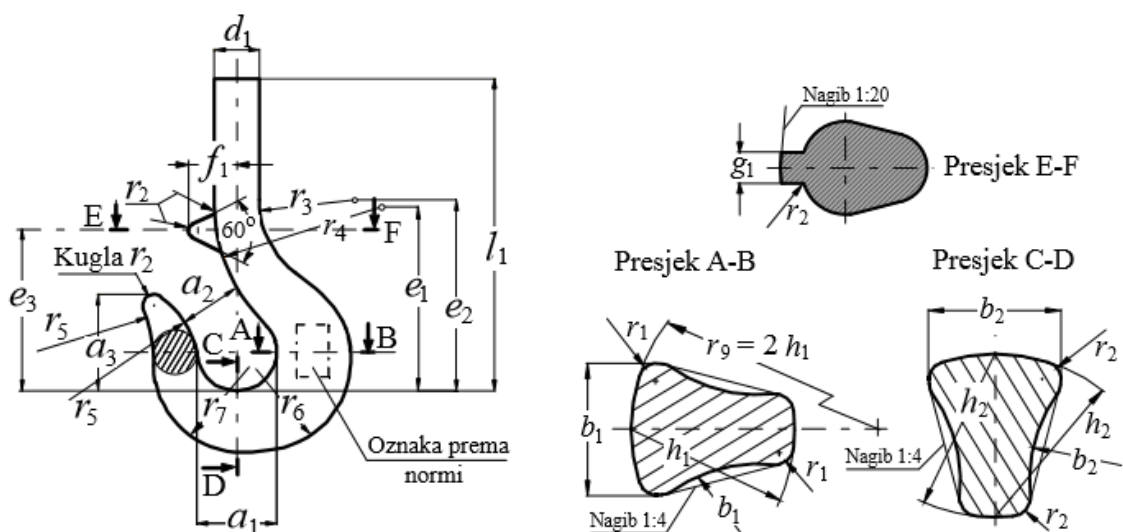
$$R_e = 23,5 \frac{kN}{cm^2} = 235 \frac{N}{mm^2}$$

Nazivni faktor sigurnosti za pogonsku grupu 1B_m [3]:

$$v_n = 1,25$$

Odabrana je jednokraka kuka kovana u kalupu [3]:

$$HN = 1$$

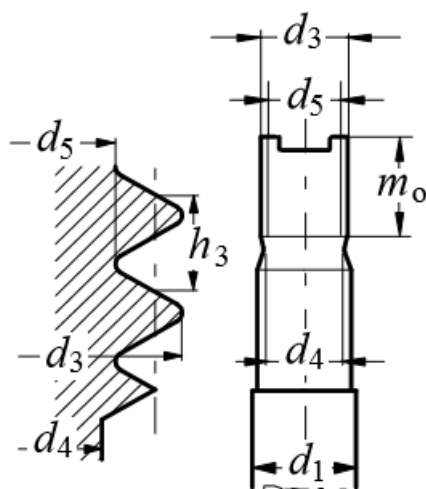


Slika 49. Oznake mjera jednokrake kuke kovane u kalupu

| Broj kuke | a_1 | a_2 | a_3 | b_1 | b_2 | d_1 | Navoj kuke | e_1 | e_2 | e_3 | h_1 | h_2 | l_1 | f_1 | g_1 | r_1 | r_2 | r_3 | r_4 | r_5 | r_6 | r_7 | Masa \approx kg |
|-----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------------------|
| 1 | 50 | 40 | 57 | 38 | 32 | 30 | M 24 | 120 | 128 | 105 | 48 | 40 | 197 | 31 | 12,5 | 5 | 8 | 55 | 106 | 106 | 65 | 60 | 3,2 |

Tablica 3. Mjere jednokrake kuke kovane u kalupu [mm]

6.4.1. Provjera čvrstoće kuke



Slika 50. Proračunska skica vrata kuke

Provjera najmanjeg promjera vrata kuke:

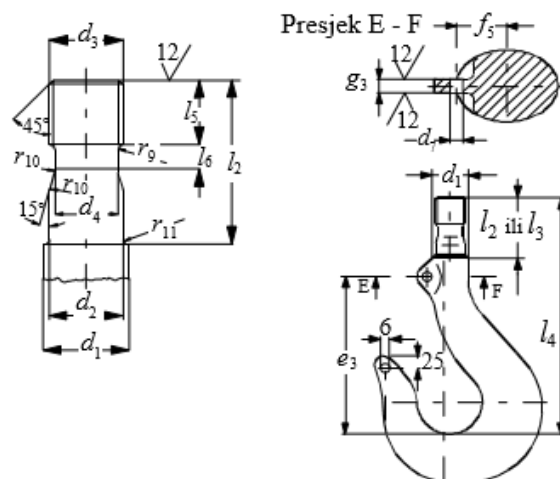
$$\sigma_{VK} = \frac{4 \cdot Q_t}{\pi \cdot d_4^2} \leq \frac{R_e}{2,2 \cdot v_n} \quad (6.7)$$

$$\frac{4 \cdot 9810}{\pi \cdot 19,5^2} = 32,85 \frac{N}{mm^2} \leq \frac{235}{2,2 \cdot 1,25} = 85,5 \frac{N}{mm^2}$$

Provjera smičnog naprezanja u donjem navoju vrata kuke:

$$\tau_{VK} = \frac{Q_t}{\pi \cdot d_5 \cdot h_3} \leq \frac{R_e}{1,25 \cdot v_n} \quad (6.8)$$

$$\frac{9810}{\pi \cdot 20,752 \cdot 3} = 50,16 \frac{N}{mm^2} \leq \frac{235}{1,25 \cdot 1,25} = 150,4 \frac{N}{mm^2}$$



Slika 51. Navoj kuke i obrađenog vrata kuke za HN=1

| Broj kuke | d_1 | d_2 h11 | Navoj d_3 , c11 | d_4 | d_5 c11 | d_7 | e_3 | f_4 | l_2 | l_3 | l_4 | l_5 | l_6 | l_7 | r_9 | r_{10} | r_{11} |
|-----------|-------|--------------|----------------------|-------|--------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|----------|----------|
| 1 | 30 | 24 | M 24 | 19,5 | - | 6,2 | 105 | 23 | 55 | - | 194 | 22 | 9 | - | 2 | 8 | 3 |

Tablica 4. Mjere obrađenog vrata kuke [mm]

Uspon navoja M 24 [5]:

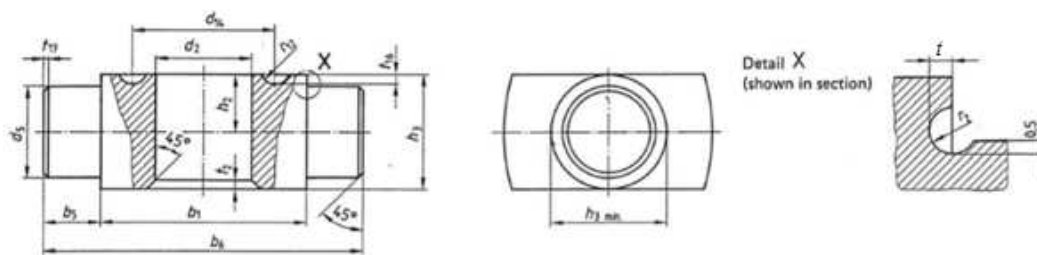
$$h_3 = 3 \text{ mm}$$

Najmanji promjer navoja (M 24) vrata kuke [5]:

$$d_5 = 20,752 \text{ mm}$$

6.4.2. Provjera čvrstoće nosača kuke

Nosač kuke proračunava se kao nosač na dva oslonca opterećena na savijanje prema [4].



Slika 52. Nosač kuke

| Broj kuke | b_1 | b_6 | b_5 | d_2 | d_5 h_9 | d_{14} | h_2 | h_3 h_{11} | r_{12} | r_2 | s | t | t_2 | t_{16} | t_{17} | u_1 | Ležaj |
|-----------|-------|-------|-------|-------|----------------|----------|-------|-------------------|----------|-------|-----|-----|-------|----------|----------|-------|--------|
| 1 | 50 | 85 | 17,5 | 25 | 25 | 36 | 15 | 30 | 3,25 | 1 | 10 | 1 | 2 | 2 | 1 | 39 | 511 06 |

Tablica 5. Mjere nosača kuke (Č4130) [mm]

Naprezanja u nosaču kuke:

$$\sigma_{NK} = \frac{M_{NKmax}}{W_{NK}} = \frac{147150}{3750} = 39,24 \frac{N}{mm^2} \leq \sigma_{dop} = 80 \dots 120 \frac{N}{mm^2} \quad (6.9)$$

Najveći moment nosača:

$$M_{NKmax} = \frac{Q_t \cdot l_{GR}}{4} = \frac{9810 \cdot 60}{4} = 147150 \text{ Nmm} \quad (6.10)$$

Dužina grede:

$$l_{GR} = b_1 + s = 50 + 10 = 60 \text{ mm} \quad (6.11)$$

Moment otpora na sredini nosača:

$$W_{NK} = \frac{1}{6} (b_1 - d_2) \cdot h_3^2 = \frac{1}{6} (50 - 25) \cdot 30^2 = 3750 \text{ mm}^4 \quad (6.12)$$

Površinski pritisak između limova i nosača:

$$p_{NK} = \frac{Q_t}{2 \cdot d_{RNK} \cdot s} = \frac{9810}{2 \cdot 25 \cdot 10} = 19,62 \frac{N}{mm^2} \leq p_{dop} \quad (6.13)$$

$$= 80 \dots 120 \frac{N}{mm^2}$$

Promjer rukavca nosača kuke:

$$d_{RNK} = 25 \text{ mm}$$

Debljina lima:

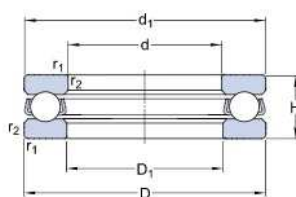
$$s = 10 \text{ mm}$$

6.4.3. Provjera nosivosti aksijalnog ležaja

Preporučeni ležaj [6]:

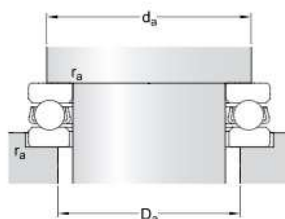
SKF: 51106

Dimensions



| | | |
|------------------|----------|----|
| d | 30 | mm |
| D | 47 | mm |
| H | 11 | mm |
| d ₁ | ≈ 47 | mm |
| D ₁ | ≈ 32 | mm |
| r _{1,2} | min. 0.6 | mm |

Abutment dimensions



| | | |
|----------------|----------|----|
| d _a | min. 40 | mm |
| D _a | max. 37 | mm |
| r _a | max. 0.6 | mm |

Calculation data

| | | | |
|---------------------------|----------------|--------|-------|
| Basic dynamic load rating | C | 19 | kN |
| Basic static load rating | C ₀ | 43 | kN |
| Fatigue load limit | P _u | 1.6 | kN |
| Reference speed | | 6000 | r/min |
| Limiting speed | | 8500 | r/min |
| Minimum load factor | A | 0.0096 | |

Mass

| | | |
|---|-------|----|
| Mass bearing (including seat washer where applicable) | 0.063 | kg |
|---|-------|----|

Slika 53. Ležaj 51106

Provjera ležaja:

$$C_0 = 43000 \text{ N} > C_1 = 11772 \text{ N}$$

Nosivost:

$$C_1 = f_s \cdot Q_t = 1,2 \cdot 9810 = 11772 \text{ N} \quad (6.14)$$

Karakteristika statičkog opterećenja za normalne zahtjeve [10]:

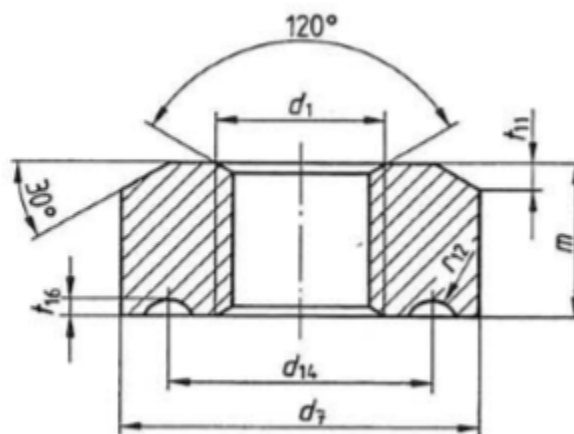
$$f_s = 0,8 \dots 1,2 = 1,2$$

Statička nosivost ležaja:

$$C_0 = 43000 \text{ N}$$

6.4.4. Matica kuke

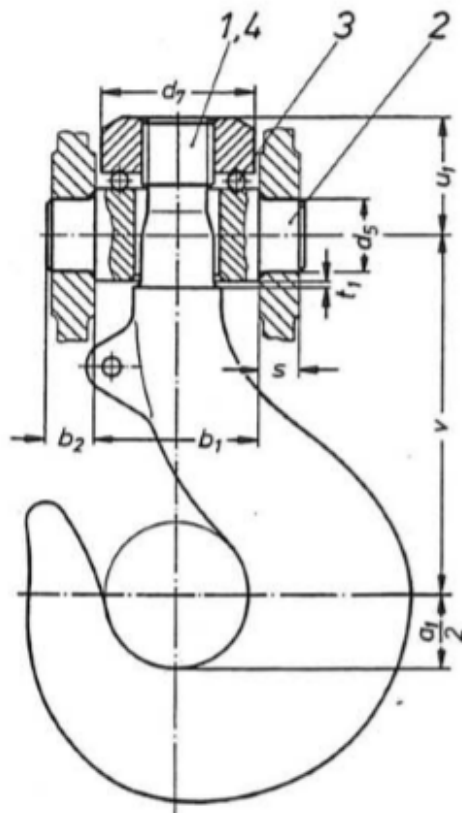
Materijal matice kuke je C 35 [2].



Slika 54. Matica kuke

| Broj kuke | Navoj d_1 | d_7 | d_{14} | m | r_{12} | t_{11} | t_{16} |
|-----------|-------------|-------|----------|-----|----------|----------|----------|
| 1 | M 24 | 48 | 36 | 22 | 3,25 | 3 | 2 |

Tablica 6. Mjere matice kuke [mm]



Slika 55. Sklop kuke za HN=1

6.5. Dimenzioniranje i izbor užnice

6.5.1. Promjer užnice

Promjer užnice određuje se prema izrazu:

$$D_{U\check{z}} \geq \left(\frac{D}{d}\right)_{min} \cdot d_{U\check{z}} \cdot c_p = 16 \cdot 8 \cdot 1,12 = 143,36 \text{ mm} \quad (6.15)$$

Koeficijent pregibanja užeta, ovisan o broju pregiba ($b_p=6$) [3]:

$$c_p = 1,12$$

Minimalno dozvoljeni odnos [3]:

$$\left(\frac{D}{d}\right)_{min} = 16$$

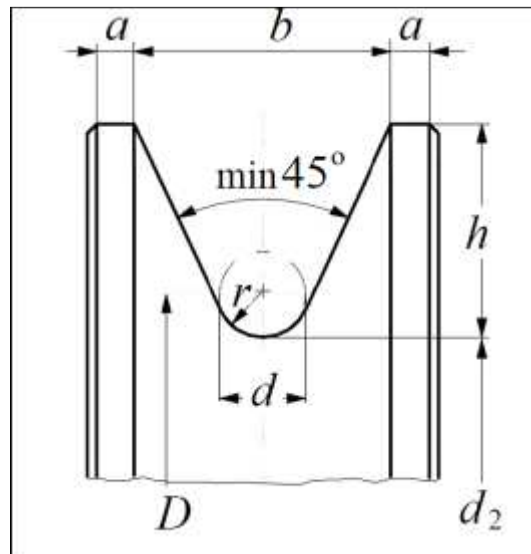
Odabrani promjer užnice:

$$d_{U\check{z}} = 172 \text{ mm}$$

$$D_{U\check{z}} = d_{U\check{z}} + \frac{d_{U\check{z}}}{2} = 180 \text{ mm} \quad (6.16)$$

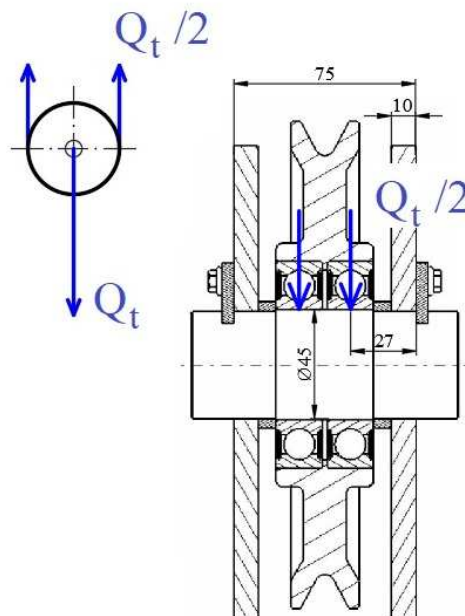
Promjer osovine užnice:

$$d_{ouž} = 45 \text{ mm}$$



Slika 56. Profil užnice

6.5.2. Kontrola osovine užnice



Slika 57. Opterećenje osovine užnice

Provjera na savijanje:

$$\sigma_{ouž} = \frac{M_{ouž}}{W_{ouž}} = \frac{107910}{8946,17} = 12,1 \frac{N}{mm^2} \leq \sigma_{dop} = 80..120 \frac{N}{mm^2} \quad (6.17)$$

Najveći moment osovine:

$$M_{OU\dot{z}} = \frac{Q_t}{2} \cdot 22 = \frac{9810}{2} \cdot 22 = 107910 \text{ Nmm} \quad (6.18)$$

Moment otpora osovine:

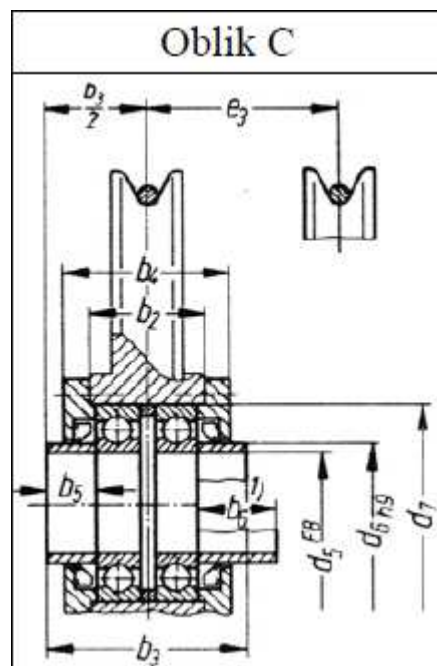
$$W_{OU\dot{z}} = \frac{\pi \cdot d_{OU\dot{z}}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 45^3}{32} = 8946,17 \text{ mm}^3 \quad (6.19)$$

Površinski pritisak nosivog lima:

$$p_{U\dot{z}} = \frac{Q_t}{2 \cdot s \cdot d_{OU\dot{z}}} = \frac{9810}{2 \cdot 10 \cdot 45} = 10,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq p_{dop} = 100..150 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.20)$$

Debljina lima:

$$s = 10 \text{ mm}$$



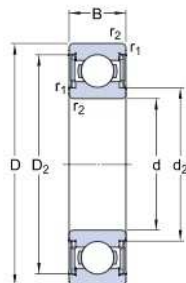
Slika 58. Oblik i mjerna skica užnice

6.5.3. Provjera nosivosti ležajeva užnice

Odabrani ležaj [6]:

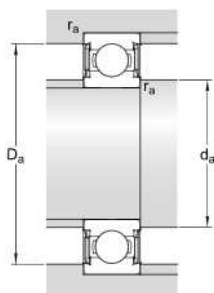
SKF: W 6209-2RS1

Dimensions



| | | |
|------------------|----------|----|
| d | 45 | mm |
| D | 85 | mm |
| B | 19 | mm |
| d ₂ | ≈ 53.5 | mm |
| D ₂ | ≈ 76.35 | mm |
| r _{1,2} | min. 1.1 | mm |

Abutment dimensions



| | | | |
|----------------|------|------|----|
| d _a | min. | 51.5 | mm |
| d _a | max. | 53.5 | mm |
| D _a | max. | 78.5 | mm |
| r _a | max. | 1 | mm |

Calculation data

| | | | |
|---------------------------|----------------|-------|-------|
| Basic dynamic load rating | C | 28.1 | kN |
| Basic static load rating | C ₀ | 20.4 | kN |
| Fatigue load limit | P _u | 0.865 | kN |
| Reference speed | | 0 | r/min |
| Limiting speed | | 5000 | r/min |
| Calculation factor | k _r | 0.03 | |
| Calculation factor | f ₀ | 14.1 | |

Mass

| | | |
|--------------|------|----|
| Mass bearing | 0.39 | kg |
|--------------|------|----|

Slika 59. Ležaj W 6209-2RS1

Provjera ležaja:

$$C_0 = 20400 \text{ N} > C_{1,Už} = 5886 \text{ N}$$

Nosivost [10]:

$$C_{1,Už} = f_s \cdot \frac{Q_t}{2} = 1,2 \cdot 4905 = 5886 \text{ N} \quad (6.21)$$

Statička nosivost ležaja:

$$C_0 = 20400 \text{ N}$$

6.6. Dimenzioniranje skretne uŹnice

6.6.1. Promjer skretne uŹnice

Promjer uŹnice određuje se prema izrazu:

$$D_{SU\check{z}} \geq \left(\frac{D}{d}\right)_{min} \cdot d_{U\check{z}} \cdot c_p = 16 \cdot 8 \cdot 1,12 = 143,36 \text{ mm} \quad (6.22)$$

Promjer uŹeta:

$$d_{U\check{z}} = 8 \text{ mm}$$

Koeficijent pregibanja uŹeta, ovisan o broju pregiba ($b_p=6$) [3]:

$$c_p = 1,12$$

Minimalno dozvoljeni odnos [3]:

$$\left(\frac{D}{d}\right)_{min} = 16$$

Promjer skretne uŹnice odabran je isti kao i kod uŹnice u sklopu kuke:

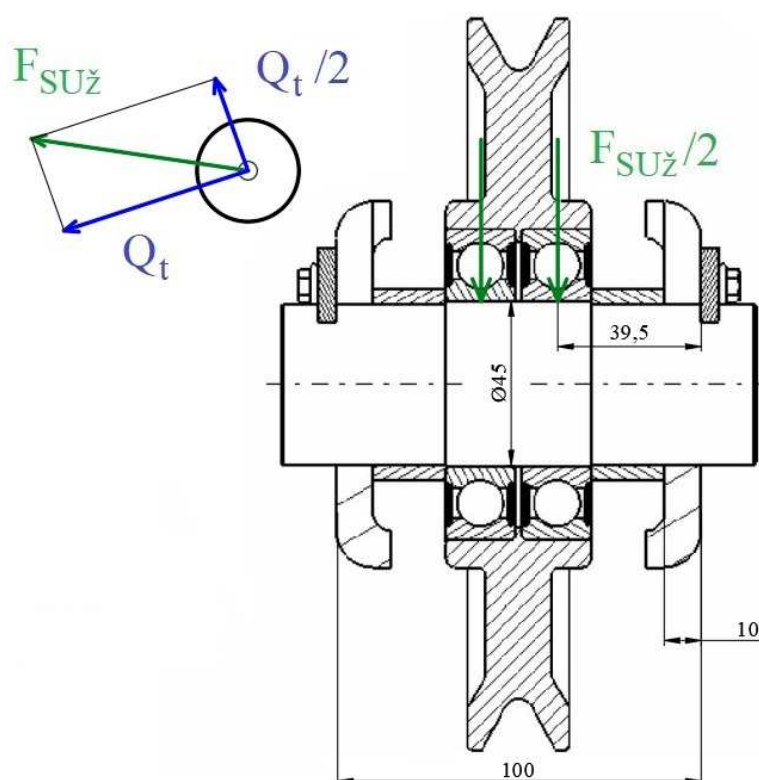
$$\begin{aligned} d_{SU\check{z}} &= 172 \text{ mm} \\ D_{SU\check{z}} &= d_{SU\check{z}} + \frac{d_{U\check{z}}}{2} = 180 \text{ mm} \end{aligned} \quad (6.23)$$

Promjer osovine skretne uŹnice:

$$d_{OSU\check{z}} = 45 \text{ mm}$$

6.6.2. Kontrola osovine skretne užnice

Maksimalno opterećenje na skretnu užnicu djeluje pri minimalnom dohvat.



Slika 60. Sile koje djeluju na skretnu užnicu

Provjera na savijanje:

$$\sigma_{OSU\check{z}} = \frac{M_{OSU\check{z}}}{W_{OSU\check{z}}} = \frac{M_{OSU\check{z}}}{\frac{\pi \cdot d_{OSU\check{z}}^3}{32}} = 21,36 \frac{N}{mm^2} \leq \sigma_{dop} = 80..120 \frac{N}{mm^2} \quad (6.24)$$

Moment na osovini:

$$M_{OSU\check{z}} = \frac{F_{SU\check{z}}}{2} \cdot 34,5 = 191101,93 \text{ Nmm} \quad (6.25)$$

Sila na užnici:

$$F_{SU\check{z}} = \sqrt{\left(Q_t \cdot \cos \gamma - \frac{Q_t}{2} \cdot \sin \alpha''\right)^2 + \left(Q_t \cdot \sin \gamma + \frac{Q_t}{2} \cdot \cos \alpha''\right)^2} \quad (6.26)$$

$$= 11078,4 \text{ N}$$

Površinski pritisak nosivog lima:

$$p_{SU\dot{z}} = \frac{F_{SU\dot{z}}}{2 \cdot s \cdot d_{OSU\dot{z}}} = \frac{11078,4}{2 \cdot 10 \cdot 45} = 12,31 \frac{N}{mm^2} \leq p_{dop} \quad (6.27)$$

$$= 100..150 \frac{N}{mm^2}$$

Debljina lima:

$$s = 10 \text{ mm}$$

6.6.3. Provjera nosivosti ležaja

Odabrani ležaj [6]:

SKF: W 6209-2RS1

Provjera ležaja:

$$C_0 = 20400 \text{ N} > C_{1,SU\dot{z}} = 6647,02 \text{ N}$$

Nosivost [10]:

$$C_{1,SU\dot{z}} = f_s \cdot \frac{F_{SU\dot{z}}}{2} = 1,2 \cdot \frac{11078,4}{2} = 6647,04 \text{ N} \quad (6.28)$$

Statička nosivost ležaja:

$$C_0 = 20400 \text{ N}$$

6.7. Dimenzioniranje skretne užnice na vrhu gornjeg stupa

6.7.1. Promjer užnice

Promjer užnice određuje se prema izrazu:

$$D_{GSU\dot{z}} \geq \left(\frac{D}{d}\right)_{min} \cdot d_{U\dot{z}} \cdot c_p = 16 \cdot 8 \cdot 1,12 = 143,36 \text{ mm} \quad (6.29)$$

Promjer užeta:

$$d_{U\dot{z}} = 8 \text{ mm}$$

Koeficijent pregibanja užeta, ovisan o broju pregiba ($b_p=6$) [3]:

$$c_p = 1,12$$

Minimalno dozvoljeni odnos [3]:

$$\left(\frac{D}{d}\right)_{min} = 16$$

Promjer skretne užnice odabran je isti kao i kod užnice u sklopu kuke:

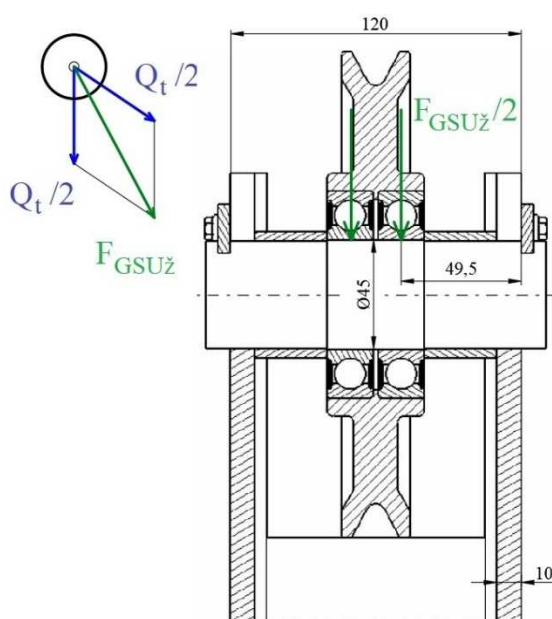
$$\begin{aligned} d_{GSU\dot{z}} &= 172 \text{ mm} \\ D_{GSU\dot{z}} &= d_{GSU\dot{z}} + \frac{d_{u\dot{z}}}{2} = 180 \text{ mm} \end{aligned} \quad (6.30)$$

Promjer osovine skretne užnice:

$$d_{OGSU\dot{z}} = 45 \text{ mm}$$

6.7.2. Proračun osovine skretne užnice na vrhu gornjeg stupa

Maksimalno opterećenje na skretnu užnicu na vrhu gornjeg stupa djeluje pri maksimalnom dohvat.



Slika 61. Sile koje djeluju na skretnu užnicu na vrhu gornjeg stupa

Provjera na savijanje:

$$\sigma_{OGSU\dot{z}} = \frac{M_{OGSU\dot{z}}}{W_{OGSU\dot{z}}} = \frac{M_{OGSU\dot{z}}}{\frac{\pi \cdot d_{OGSU\dot{z}}^3}{32}} = 23,34 \frac{N}{mm^2} \leq \sigma_{dop} = 80..120 \frac{N}{mm^2} \quad (6.31)$$

Moment na osovini:

$$M_{OGSU\dot{z}} = \frac{F_{GSU\dot{z}}}{2} \cdot 44,5 = 208807,35 \text{ Nmm} \quad (6.32)$$

Sila na užnici:

$$F_{GSU\dot{z}} = \sqrt{\left(\frac{Q_t}{2} + \frac{Q_t}{2} \cdot \cos \alpha^I\right)^2 + \left(\frac{Q_t}{2} \cdot \sin \alpha^I\right)^2} = 9384,6 \text{ N} \quad (6.33)$$

Površinski pritisak nosivog lima:

$$\begin{aligned} p_{GSU\dot{z}} &= \frac{F_{GSU\dot{z}}}{2 \cdot s \cdot d_{OGSU\dot{z}}} = \frac{9384,6}{2 \cdot 10 \cdot 45} = 10,43 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq p_{dop} \\ &= 100 \cdot 150 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \end{aligned} \quad (6.34)$$

Debljina lima:

$$s = 10 \text{ mm}$$

6.7.3. Provjera nosivosti ležaja

Odabrani ležaj [6]:

SKF: W 6209-2RS1

Provjera ležaja:

$$C_0 = 20400 \text{ N} > C_{1,GSU\dot{z}} = 5630,76 \text{ N}$$

Nosivost [10]:

$$C_{1,GSU\dot{z}} = f_s \cdot \frac{F_{GSU\dot{z}}}{2} = 1,2 \cdot \frac{9384,6}{2} = 5630,76 \text{ N} \quad (6.35)$$

Statička nosivost ležaja:

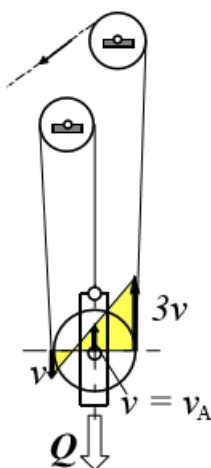
$$C_0 = 20400 \text{ N}$$

7. MEHANIZAM ZA PROMJENU DOHVATA

7.1. Izbor koloturnika

Odabrani prijenosni omjer običnog faktorskog koloturnika prema [3]:

$$i_{kol}^{PD} = \frac{u}{u_B} = \frac{3}{1} = 3 \quad (7.1)$$



Slika 62. Običan faktorski koloturnik prijenosnog omjera $i_{kol}^{PD} = 3$

Stupanj djelovanja koloturnika:

$$\eta_{kol}^{PD} = \frac{1}{i_{kol}^{PD}} \cdot \frac{1 - \eta_0^{i_{kol}^{PD}}}{1 - \eta_0} = \frac{1}{3} \cdot \frac{1 - 0,98^3}{1 - 0,98} = 0,98 \quad (7.2)$$

Iskoristivost jedne užnice (za valjne ležajeve):

$$\eta_0 = 0,98$$

7.2. Odabir ručnog vitla

Odabrano je ručno vitlo kao i kod mehanizma za dizanje čamaca (Gebuwin, model: TL 1000) [11].

7.2.1. Kontrola vitla

Odabrani model ručnog vitla ima nosivost 1000 kg, što je 9810 N.

Sila u užetu za promjenu dohvata iznosi:

$$F_{U\check{Z}}^{PD} = \frac{F_{PD}}{i_{kol}^{PD}} = 9574,6 \text{ N} < 9810 \text{ N} \quad (7.3)$$

Odabrano vitlo za promjenu dohvata zadovoljava.

7.3. Kontrola užeta

Budući se koristi isto vitlo kao i za dizanje tereta, promjer užeta je 8 mm i treba provesti kontrolu može li izdržati promjenu dohvata dohvatnika.

Maksimalna sila u užetu koja se namata na bubanj vitla:

$$F_{U\check{Z}max}^{PD} = \frac{F_{PD}}{i_{kol}^{PD} \cdot \eta_{kol}^{PD}} = \frac{28723,78}{3 \cdot 0,98} = 9770 \text{ N} \quad (7.4)$$

Proračun se provodi na temelju računske lomne sile F_L :

$$F_L^{PD} = A_{U\check{Z}} \cdot R_m = f \cdot \frac{d_{U\check{Z}}^2 \pi}{4} \cdot R_m$$

Računska sila loma treba biti:

$$F_L^{PD} \geq S \cdot F_{U\check{Z}max}^{PD} = 3,55 \cdot 9770 = 34683,5 \text{ N} \quad (7.5)$$

Minimalan faktor sigurnosti za pogonsku grupu 1B_m [3]:

$$S = 3,55$$

Lomna čvrstoća žice [3]:

$$R_m = 1570 \text{ N/mm}^2$$

Faktor ispune užeta [3]:

$$f = 0,455$$

Proračunati promjer užeta:

$$d_{u\dot{z}} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_L^{PD}}{f \cdot \pi \cdot R_m}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 34683,5}{0,455 \cdot \pi \cdot 1570}} = 7,86 \text{ mm} \quad (7.6)$$

Uže zadovoljava.

7.4. Dimenzioniranje užnica za promjenu dohvata

7.4.1. Užnica smještena na dohvatniku

7.4.1.1. Promjer užnice smještene na dohvatniku

Promjer užnice određuje se prema izrazu:

$$D_{U\dot{z},doh} \geq \left(\frac{D}{d}\right)_{min} \cdot d_{u\dot{z}} \cdot c_p = 16 \cdot 8 \cdot 1,12 = 143,36 \text{ mm} \quad (7.7)$$

Promjer užeta:

$$d_{u\dot{z}} = 8 \text{ mm}$$

Koeficijent pregibanja užeta, ovisan o broju pregiba ($b_p=7$) [3]:

$$c_p = 1,12$$

Minimalno dozvoljeni odnos [3]:

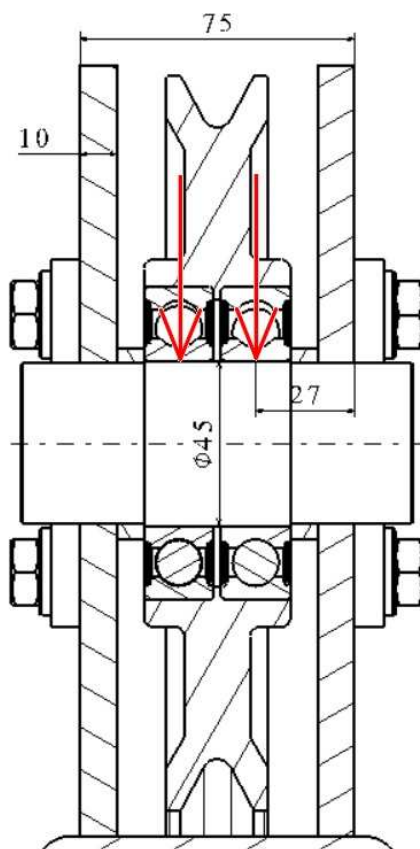
$$\left(\frac{D}{d}\right)_{min} = 16$$

Promjer skretne užnice odabran je isti kao i kod užnice u sklopu kuke:

$$d_{U\dot{z},doh} = 172 \text{ mm} \quad (7.8)$$

$$D_{U\dot{z},doh} = d_{U\dot{z},doh} + \frac{d_{u\dot{z}}}{2} = 180 \text{ mm}$$

7.4.1.2. Proračun osovine užnice smještene na dohvatniku



Slika 63. Sile koje djeluju na užnicu smještenu na dohvatniku

Provjera na savijanje:

$$\sigma_{OU\dot{z},doh} = \frac{M_{OU\dot{z},doh}}{W_{OU\dot{z},doh}} = \frac{M_{OU\dot{z},doh}}{\frac{\pi \cdot d_{OU\dot{z},doh}^3}{32}} = 35,32 \leq \sigma_{dop} = 80 \cdot 120 \frac{N}{mm^2} \quad (7.9)$$

Moment na osovini:

$$M_{OU\dot{z},doh} = \frac{F_{U\dot{z},doh}}{2} \cdot 22 = 315961,6 \text{ Nmm} \quad (7.10)$$

Sila na užnici:

$$F_{U\dot{z},doh} = F_{PD} = 28723,78 \text{ N} \quad (7.11)$$

Odabrani promjer osovine skretne užnice:

$$d_{OU\dot{z},doh} = 45 \text{ mm}$$

Površinski pritisak nosivog lima:

$$p_{U\check{z},doh} = \frac{F_{U\check{z},doh}}{2 \cdot s \cdot d_{OU\check{z},doh}} = \frac{28723,78}{2 \cdot 10 \cdot 45} = 31,91 \frac{N}{mm^2} \leq p_{dop}$$

$$= 100..150 \frac{N}{mm^2} \quad (7.12)$$

Debljina lima:

$$s = 10 \text{ mm}$$

7.4.1.3. *Provjera nosivosti ležaja*

Odabrani ležaj [6]:

SKF: W 6209-2RS1

Provjera ležaja:

$$C_0 = 20400 \text{ N} > C_{1,U\check{z},doh} = 17234,2 \text{ N}$$

Nosivost [10]:

$$C_{1,U\check{z},doh} = f_s \cdot \frac{F_{dohU\check{z}}}{2} = 1,2 \cdot \frac{28723,78}{2} = 17234,3 \text{ N} \quad (7.13)$$

Statička nosivost ležaja:

$$C_0 = 20400 \text{ N}$$

7.4.2. *Užnica smještena na gornjem stupu*

7.4.2.1. *Promjer užnice smještene na gornjem stupu*

Promjer užnice određuje se prema izrazu:

$$D_{U\check{z},GS} \geq \left(\frac{D}{d}\right)_{min} \cdot d_{U\check{z}} \cdot c_p = 16 \cdot 8 \cdot 1,12 = 143,36 \text{ mm} \quad (7.14)$$

Promjer užeta:

$$d_{U\check{z}} = 8 \text{ mm}$$

Koeficijent pregibanja užeta, ovisan o broju pregiba ($b_p=7$) [3]:

$$c_p = 1,12$$

Minimalno dozvoljeni odnos [3]:

$$\left(\frac{D}{d}\right)_{min} = 16$$

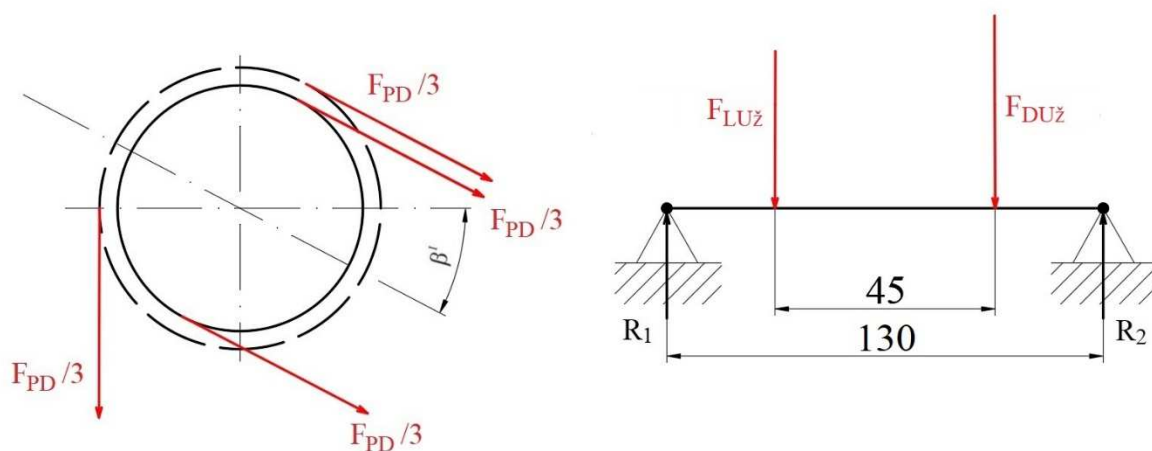
Promjer skretne užnice odabran je isti kao i kod užnice u sklopu kuke:

$$d_{Už,GS} = 172 \text{ mm}$$

$$D_{Už,GS} = d_{Už,GS} + \frac{d_{Už}}{2} = 180 \text{ mm} \quad (7.15)$$

7.4.2.2. Proračun osovine užnice smještene na gornjem stupu

Maksimalno opterećenje na osovinu se javlja pri maksimalnom dohvatu dohvatnika.



Slika 64. Sile koje djeluju na užnice smještene na gornjem stupu

Sile na užnicama:

$$F_{LUž,GS} = \sqrt{\left(\frac{F_{PD}}{3} + \frac{F_{PD}}{3} \cdot \sin \beta^I\right)^2 + \left(\frac{F_{PD}}{3} \cdot \cos \beta^I\right)^2} = 9575,1 \text{ N} \quad (7.16)$$

$$F_{DUž,GS} = 2 \cdot \frac{F_{PD}}{3} = 19149,2 \text{ N}$$

$$\sum M_1 = 0,$$

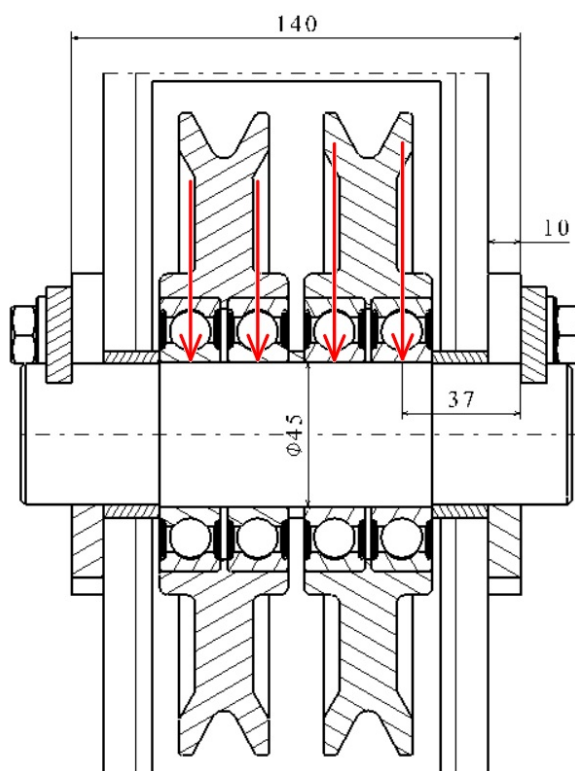
$$F_{LU\dot{z},GS} \cdot 42,5 + F_{DU\dot{z},GS} \cdot 87,5 - R_2 \cdot 130 = 0, \quad (7.17)$$

$$R_2 = 16019,2 \text{ N}.$$

$$\sum F_y = 0,$$

$$R_1 - F_{LU\dot{z},GS} - F_{DU\dot{z},GS} + R_2 = 0, \quad (7.18)$$

$$R_1 = 12705,1 \text{ N}.$$



Slika 65. Sile na osovinu užnica smještenih na gornjem stupu

Provjera na savijanje:

$$\sigma_{OU\dot{z},GS} = \frac{M_{OU\dot{z},GS}}{W_{OU\dot{z},GS}} = \frac{M_{OU\dot{z},GS}}{\frac{\pi \cdot d_{OU\dot{z},GS}^3}{32}} = 57,3 \frac{N}{mm^2} \leq \sigma_{dop} = 80..120 \frac{N}{mm^2} \quad (7.19)$$

Maksimalni moment na osovini se javlja na mjestu desne užnice:

$$M_{OU\dot{z},GS} = R_2 \cdot 32 = 512614,4 \text{ Nmm} \quad (7.20)$$

Odabrani promjer osovine skretne užnice:

$$d_{OU\dot{z},GS} = 45 \text{ mm}$$

Površinski pritisak nosivog lima:

$$p_{U\dot{z},GS} = \frac{R_2}{s \cdot d_{OU\dot{z},GS}} = \frac{16019,2}{10 \cdot 45} = 35,6 \frac{N}{mm^2} \leq p_{dop} = 100..150 \frac{N}{mm^2} \quad (7.21)$$

Debljina lima:

$$s = 10 \text{ mm}$$

7.4.2.3. Provjera nosivosti ležaja

Odabrani ležaj [6]:

SKF: W 6209-2RS1

Provjera ležaja:

$$C_0 = 20400 \text{ N} > C_{1,U\dot{z},GS} = 11489,52 \text{ N}$$

Nosivost [10]:

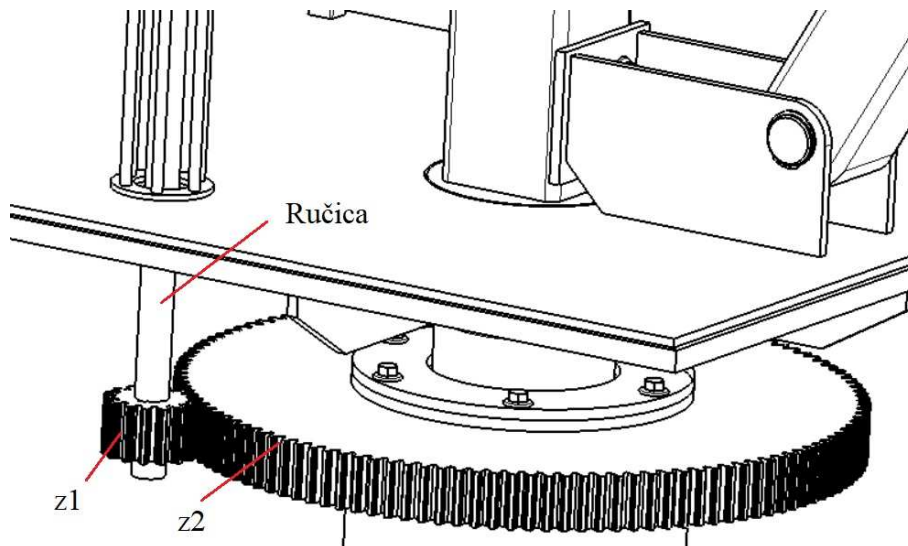
$$C_{1,U\dot{z},GS} = f_s \cdot \frac{F_{DU\dot{z},GS}}{2} = 1,2 \cdot \frac{19149,2}{2} = 11489,52 \text{ N} \quad (7.22)$$

Statička nosivost ležaja:

$$C_0 = 20400 \text{ N}$$

8. MEHANIZAM ZA OKRETANJE DOHVATNIKA

Dohvatnik se okreće uz pomoć jednog para zupčanika s ravnim zubima pogonjenog preko ručice.



Slika 66. Mehanizam za okretanje dohvatnika

8.1. Prijenosni omjer mehanizma za okretanje

Moment za ručici:

$$M_{ruč} = F_{ruč} \cdot r_{ruč} = 250 \cdot 250 = 62500 \text{ Nmm} \quad (8.1)$$

Moment okretanja dohvatnika iznosi:

$$M_{okr} = 2 \cdot F_{tr} \cdot R = 2 \cdot 100,04 \cdot 200 = 40016 \text{ Nmm} \quad (8.2)$$

Omjer tih dvaju momenata predstavlja ukupan prijenosni omjer koji je potreban za okretanje dohvatnika.

$$i_{potr} = \frac{M_{ruč}}{M_{okr}} = 1,56 \quad (8.3)$$

Prijenosni omjer zupčastog para:

$$\begin{aligned} z_1 &= 15 \\ z_2 &= 120 \end{aligned}$$

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = 8 \quad (8.4)$$

8.2. Kontrola zupčanika

Kompletan proračun zupčanika se vrši prema [12].

Odabrani materijal zupčanika je 42CrMo4 kvalitete ozubljenja 9 [12].

Vrijednosti dinamičke izdržljivosti čelika 42CrMo4:

$$\sigma_{F \lim} = 350 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{H \lim} = 1360 \frac{N}{mm^2}$$

8.2.1. Dimenzije zupčanika 1

Modul:

$$m = 5 \text{ mm}$$

Širina zupčanika:

$$b = 50 \text{ mm}$$

Diobeni promjer:

$$d_1 = z_1 \cdot m = 75 \text{ mm} \quad (8.5)$$

Tjemeni promjer:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 85 \text{ mm} \quad (8.6)$$

Podnožni promjer:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m - 2 \cdot c = 63 \text{ mm} \quad (8.7)$$

$$c = 0,2 \cdot m$$

Temeljni promjer:

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha = d_1 \cdot \cos 20^\circ = 70,477 \text{ mm} \quad (8.8)$$

Korak zupčanika:

$$p = m \cdot \pi = 15,708 \text{ mm} \quad (8.9)$$

Stupanj prekrivanja:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \frac{m}{\sin \alpha} - r_1 \sin \alpha}{p \cdot \cos \alpha} = 1,731 \quad (8.10)$$

8.2.2. Kontrola naprezanja u korijenu zuba

Opterećenje koje djeluje na zub:

$$F_{tw} = \frac{M_{okr}}{i_{12} \cdot \frac{d_1}{2}} = 133,4 \text{ N} \quad (8.11)$$

Faktor učešća opterećenja:

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = 0,5777$$

Faktor oblika zuba:

$$Y_{F_1} = 3,25$$

Faktor raspodjele opterećenja na pojedine zube pri opteretivosti korijena:

$$K_{F_\alpha} = 1,2$$

Faktor sigurnosti korijena zuba:

$$S_F = 1,5$$

Dopušteno naprezanje u korijenu zuba:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_F \text{ lim}}{S_F} = 233,33 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (8.12)$$

Stvarno naprezanje u korijenu zuba:

$$\sigma_{F_1} = \frac{F_{tw}}{b \cdot m} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_{F_1} \cdot K_{F_\alpha} = 1,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{FP} \quad (8.13)$$

8.2.3. Kontrola Hertzova naprezanja

Faktor materijala:

$$Z_M = 190 \sqrt{\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

Faktor oblika zuba:

$$Z_H = 2,5$$

Faktor prekrivanja:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = 0,8697$$

Faktor raspodjele opterećenja na pojedine zube pri opteretivosti bokova:

$$K_{H_\alpha} = 1,2$$

Faktor sigurnosti bokova:

$$S_H = 1,25$$

Dopušteno Hertzovo naprezanje:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_H} = 1088 \frac{N}{mm^2} \quad (8.14)$$

Stvarno Hertzovo naprezanje:

$$\sigma_{H_1} = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{i_{12} + 1}{i_{12}} \cdot \frac{F_{tw}}{b \cdot m} \cdot K_{H\alpha}} = 350,6 \frac{N}{mm^2} < \sigma_{HP} \quad (8.15)$$

Zupčanik 1 zadovoljava.

LITERATURA

- [1] <http://www.bidd-samobor.hr/proizvodi/cijevi-kvadratne/toplo-oblikovane/>
- [2] <http://www.staticstools.eu/en/profile-shs>
- [3] Šćap, D.: Transportni uređaji, Podloge uz predavanja, Zagreb, 2004.
- [4] Šćap, D.: Prenosila i dizala, Podloga za konstrukciju i proračun, Zagreb, 1990.
- [5] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb, 1954.
- [6] <http://www.skf.com/hr/products/index.html>
- [7] Vučković, K.: Ležajevi, Podloge uz predavanja, Zagreb, 2016.
- [8] <http://www.strojopromet.com/cijevi>
- [9] Kranjčević, N.: Elementi strojeva, Zagreb, 2012.
- [10] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb, 1975.
- [11] <https://gebuwin.com/en/>
- [12] Oberšmit E.: Ozubljenja i zupčanici, Zagreb, 1982.

PRILOZI

- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija

